

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Bruska k broušení vnitřních průměrů trubek

*Grinding Machine for Inner Tubes*

*Diameter Grinding*

Student: Bc. Ivan Sliž

Vedoucí diplomové práce: doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2011

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Ivan Sliž**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení  
Téma: **Bruska k broušení vnitřních průměrů trubek**  
**Grinding Machine for Inner Tubes Diameter Grinding**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte projekčně-konstrukční návrh brusky k broušení vnitřních průměrů trubek.
2. Výchozí parametry:

Minimální vnitřní průměr broušené trubky	Ø165 mm
Maximální dosažitelná délka vnitřního průměru broušení	3500 mm
Rozsah výškového nastavení vidlice	120 mm
Otáčky brusného kotouče volte	od cca3000 do 5500ot.min <sup>-1</sup>
Rychlost pojezdu stavitelná v rozmezí	0.2 až 2 m.min <sup>-1</sup>
3. Proved'te:
  - technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného mechanismu doplněnou nezbytnými výpočty,
  - celkový projekční návrh brusky,
  - detailní konstrukční propracování pohonu brusného kotouče včetně určených konstrukčních uzlů,
  - výkresovou dokumentaci v rozsahu minimálně 2xA0.

Seznam doporučené odborné literatury:

- ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- MARTÍNEK.P.: *Transportní zařízení*. Skripta VŠB-TUO 1993, 109 s. ISBN 80-7078-165-3.
- ROUBÍČEK. O.: *Elektrické motory a pohony - 1.vyd.* - Praha : BEN, 2004, 191s. ISBN 80-7300-092-X.
- HORYL. P.: *Statika a dynamika. 2. vyd.* Ostrava : VŠB-Technická univerzita Ostrava, 1996, 218s. ISBN 80-7078-971-9.
- Firemní literatura, podklady apod.
- Literární řešerše zpracovaná v rámci Diplomového projektu.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



---

doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář  
*vedoucí katedry*



---

prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
*děkan fakulty*

## Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě ..... 23. 5. 2011

*Ivan Sliž*

.....  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněná v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů.
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: .....

23. 5. 2011

*Ivan Sliž*

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Ivan Sliž

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Nýdek, č. 308

739 96

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Sliž, I. *Bruska k broušení vnitřních průměrů trubek: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2011, 85s, Vedoucí diplomové práce: Kovář, L.

Diplomová práce se zabývá projekčně-konstrukčním návrhem brusky k broušení vnitřních průměrů trubek. V první fázi se zabývá návrhem pohonu a přenosem výkonu z elektromotoru na brusný kotouč. V druhé fázi je pomocí metody konečných prvků (MKP) zkoumáno nosné rameno. Výsledky z MKP slouží pro kontrolu předem navržených součástí používaných k přenosu výkonu. Ve třetí fázi se zabývá návrhem pojezdu a zdvihu brusky. Jednotlivé zadané konstrukční prvky byly početně zkontrolovány a jejich projekčně-konstrukční řešení, včetně hlavních rozměrů, je dokumentováno v příloze výkresové dokumentace.

## ANNOTATION OF THESIS

SLIŽ, I. *Grinding Machine for Inner Tubes Diameter Grinding: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2011, 85 p., Thesis supervisor: Kovář, L.

The master thesis deals with structural design of grinding machine for inner tubes diameter grinding. The first part includes the proposal of drive and power transmission from electric motor to grinding wheel. Second part is the analyse of support arm by finite element method. The results are applied to control pre-designed components used in power transmission. The last part of the thesis is formed by the grinder drive and stroke. Individual entered design nodes were constructed and inspected for planning, design solutions, including the main dimensions is documentation is to be found in the annex drawings.

## **Obsah diplomové práce**

Obsah diplomové práce .....	6
Seznam použitého značení .....	9
1. Úvod .....	11
2. Broušení .....	12
2.1 Pracovní přesnost .....	13
2.2 Tuhost obráběcího stroje .....	14
2.3 Brusivo – používané druhy .....	14
2.4 Struktura kotouče .....	15
2.5 Tvary kotoučů .....	16
2.6 Opotřebenění brousících kotoučů .....	17
2.6.1 Orovnávací stroje .....	17
2.7 Upínání brousících nástrojů .....	18
2.8 Upínací příruby pro brousící nástroje se středovým otvorem .....	18
3. Způsoby broušení dřer .....	19
3.1 Broušení pomocí stroje s ohebnou hřídelí .....	19
3.2 Ruční broušení pomocí brusky na roury .....	20
3.3 Ruční pneumatické brusky obvodové .....	20
3.4 Broušení dřer na hrotové brusce .....	20
3.5 Broušení dřer brusným (smirkovým) plátnem .....	21
3.6 Brusky robotické .....	21
3.6.1 Broušení prodlouženou hřídelí se zesílenou nosnou stěnou .....	21
4. Popis funkce zařízení .....	22
4.1 Transformační proces technologie .....	23
4.2 Výchozí parametry .....	24
4.3 Pohyby brusky k broušení vnitřních průměrů trubek .....	24
5. Návrh pohonu a přenosu výkonu na brusný kotouč .....	25
5.1 Přenos krouticího momentu na brusný kotouč do vzdálenosti 3,5 [m] .....	25
5.2 Koncová volba varianty .....	28
5.3 Volba brusného kotouče .....	28
6. Výpočet celkové řezné síly .....	29
7. Volba hnacího elektromotoru .....	31
7.1 Výpočet potřebného krouticího momentu na hřídel brusného kotouče .....	31
7.2 Výpočet max. úhlové rychlosti kotouče .....	31

7.3	Výpočet potřebného výkonu .....	31
7.4	Volba frekvenčního měniče .....	32
7.5	Výpočet klínového řemene .....	32
7.5.1	Výpočet potřebného převodového poměru .....	32
7.5.2	Volba řemenu .....	33
7.5.3	Předpětí řemenu .....	33
8.	Krouticí moment na hřídeli pohonu .....	34
8.1	Úhlová rychlost elektromotoru .....	34
8.2	Krouticí moment na hřídeli elektromotoru .....	34
8.3	Krouticí moment na hřídeli brusky .....	34
9.	Těžiště horní části brusky .....	36
10.	Pevnostní analýza součástí ramene .....	37
10.1	Pevnostní analýza hřídele č. 1 .....	37
10.2	Pevnostní analýza hřídele č. 2 .....	40
10.3	Ložiska .....	44
10.3.1	Volba ložiska .....	44
10.3.2	Kontrola životnosti ložisek .....	46
10.3.3	Výsledky nejvíce namáhaného ložiska .....	46
10.4	Volba hřídelové spojky .....	47
10.5	Kontrola těsného pera .....	48
11.	Analýza nosného ramene pomocí metody konečných prvků (MKP) .....	49
11.1	Bruska při broušení .....	49
11.2	Bruska zatížená pouze gravitací .....	50
12.	Pevnostní kontrola nosného čepu horní části brusky (pohonu brusky) .....	52
13.	Návrh pojezdu brusky .....	54
13.1	Volba pojezdového ústrojí brusky .....	54
13.2	Koncová volba varianty .....	56
14.	Stanovení celkového jízdního odporu $W$ pojížděcího ústrojí brusky .....	57
15.	Stanovení výkonu, volba elektromotoru a převodovky pojezdu .....	58
15.1	Volba elektromotoru pojezdového ústrojí .....	58
15.2	Volba převodovky .....	58
15.3	Pojezdové kolo .....	58
15.3.1	Pevnostní analýza hřídele pojezdového kola .....	59
15.3.2	Kontrola životnosti ložisek .....	60



15.3.3	Pevnostní kontrola těsného pera .....	60
15.4	Volba hřídelové spojky .....	60
15.5	Volba frekvenčního měniče .....	61
16.	Prostorově výkyvná a výškově nastavitelná vidlice .....	62
16.1	Volba elektromotoru zdvihového ústrojí .....	63
16.2	Volba převodovky zdvihového ústrojí .....	63
16.3	Kontrola závitu zdvihového ústrojí .....	64
16.4	Zajištění krajních poloh zdvihu i pojezdu brusky .....	65
16.5	Axonometrický pohled na navržené zařízení .....	65
17.	Závěr .....	66
	Seznam literatury .....	68
18.	Seznam příloh .....	72
18.1	Příloha č. 1 – Dvoupólový elektromotor 1LA7 131-2AA .....	73
18.2	Příloha č. 2 – Návrh řemenového převodu .....	74
18.3	Příloha č. 3 – Pojistné matice KMK .....	75
18.4	Příloha č. 4 – Naklápěcí kuličková ložiska s těsněním .....	76
18.5	Příloha č. 5 – Kontrolní výpočet ložiska č. 1 .....	77
18.6	Příloha č. 6 – Kontrolní výpočet ložiska č. 4 .....	77
18.7	Příloha č. 7 – Pružná spojka firmy KTR velikosti 32mm .....	78
18.8	Příloha č. 8 – Pevnostní kontrola těsného pera .....	79
18.9	Příloha č. 9 – Čtyřpólové elektromotory siemens .....	79
18.10	Příloha č. 10 – Model brusky se zobrazenou hmotností zařízení .....	80
18.11	Příloha č. 11 – Koncový spínač .....	80
18.12	Příloha č. 12 – Šneková převodovka .....	81
18.13	Příloha č. 13 – Pevnostní analýza šnekového soukolí .....	82
18.14	Příloha č. 14 – Jednořadá kuličková ložiska s těsněním .....	83
18.15	Příloha č. 15 – Kontrola životnosti ložiska pojezdového kola .....	84
18.16	Příloha č. 16 – Pevnostní kontrola těsného pera .....	84
18.17	Příloha č. 17 – Hřídelová spojka Mayr – Roba – DS – velikost 16 .....	85

## Seznam použitého značení

$\alpha$	úhel naklopení nosného ramene	[°]
$b$	šířka brusného kotouče	[mm]
$D_1$	hnací řemenice	[mm]
$D_2$	hnaná řemenice	[mm]
$D_{pk}$	průměr kola vozíku	[mm]
$D_k$	průměr brusného kotouče	[mm]
$e$	rameno valivého tření	[mm]
$f_{\tilde{c}}$	součinitel čepového tření v ložiskách	[-]
$F_c$	celková řezná síla	[N]
$F_z$	tangenciální složka řezné síly	[N]
$F_y$	radiální složka řezné síly	[N]
$F_x$	axiální složka řezné síly	[N]
$F_{nk}$	síla připadající na jedno pojezdové kolo	[N]
$g$	gravitační zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
$G_{BH}$	tíha horní části brusky	[N]
$G_{VZ}$	tíha zvedané části brusky	[N]
$G_{h1}, G_{h2}$	tíha hřídele č. 1 a 2	[N]
$i'$	převodový poměr požadovaný	[-]
$i$	skutečný převodový poměr	[-]
$h$	hloubka řezu	[mm]
$j$	počet kol pojízďecího ústrojí	[-]
$k_{FC}, x_{Fc}, y_{Fc}, z_{Fc}$	přibližné hodnoty empirických konstant pro vnitřní broušení rotačních ploch	[-]
$\kappa$	součinitel zahrnující vliv dalších odporů proti pojíždění	[-]
$M_k'$	krouticí moment potřebný	[N/m]

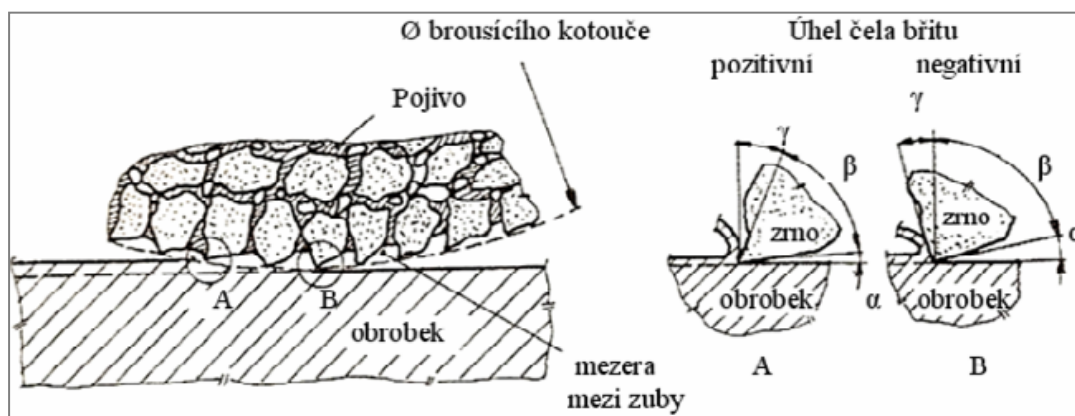
$M_{kk}$	krouticí moment pojezdového kola	[N/m]
$M_{kB}$	krouticí moment na hřídeli brusky	[N/m]
$M_{oA}$	moment k bodu A	[N/m]
$m_{h1}, m_{h2}$	hmotnosti hřídele	[kg]
$m_{zv}$	hmotnosti zvedané části brusky	[kg]
$m_b$	hmotnosti brusky	[kg]
$n_k$	otáčky brusného kotouče	[ot/min]
$n_{kmax}$	max. otáčky brusného kotouče	[ot/min]
$n_1$	jmenovité otáčky motoru	[ot/min]
$O_{pk}$	obvod pojížděcího kola brusky	[mm]
$\varpi$	úhlová rychlost	[s <sup>-1</sup> ]
$\varpi_n$	úhlová rychlost motoru	[s <sup>-1</sup> ]
$\varpi_k$	úhlová rychlost brusného kotouče	[s <sup>-1</sup> ]
$P_M$	jmenovitý výkon elektromotoru	[W]
$s$	posuv	[mm·min <sup>-1</sup> ]
$\eta_c$	účinnost celková	[-]
$\eta_L$	účinnost ložisek	[-]
$\eta_{Pk}$	účinnost klínového převodu	[-]
$\eta_P$	účinnost převodovky	[-]
$R_1, R_2, R_3,$		
$R_4, R_5, R_6$	reakce v ložiskách	[N]
$v_p$	rychlost pojezdu vozíku	[mm·min <sup>-1</sup> ]
$W'$	celkový jízdní odpor vznikající v pojížděcích kolech	[N]
$W$	celkový jízdní odpor (kola +broušení)	[N]
$r_c$	poloměr čepu pojížděcího kola	[mm]
$x$	vzdálenost těžiště od osy čepu (osy rotace)	[mm]

## **1. Úvod**

Diplomová práce se zabývá projekčně-konstrukčním návrhem brusky k broušení vnitřních průměrů trubek. Úvodní část obsahuje základní informace o broušení a bruskách. V první konstrukčně-projekční fázi se počítá výkon potřebný k broušení. Dále se zabývá návrhem pohonu a přenosem výkonu z elektromotoru na brusný kotouč. V druhé fázi je pomocí metody konečných prvků (MKP) zkoumáno nosné rameno. Výsledky z MKP slouží pro kontrolu předem navržených součástí používaných k přenosu výkonu. Ve třetí fázi se zabývá návrhem pojezdu a zdvihu brusky. Jednotlivé zadané konstrukční prvky byly početně zkontrolovány a jejich projekčně-konstrukční řešení, včetně hlavních rozměrů, je dokumentováno v příloze výkresové dokumentace.

## 2. Broušení

Broušení je metoda obrábění, kde používáme nástroje s geometricky nedefinovaným břitem. Hlavními znaky broušení jsou vysoká řezná rychlost (až 100m/s), malý průřez odebíraných třísek (až 0,0001mm<sup>2</sup>) a jejich vysoká teplota. Broušení je často zařazeno jako poslední operace ve výrobním postupu, přičemž jeho úkolem je zajistit požadovanou integritu obrobenej plochy. Vznik zbytkového napětí po broušení značně ovlivňuje únavové vlastnosti povrchu obrobku a jeho odolnost proti opotřebení. [1]



Obr. 1 Řezné poměry nástroje a obrobku při broušení [2]

Broušení je klíčovou technologií k výrobě pokročilých výrobků a povrchů v různých oblastech průmyslu. Obvykle se využívá tam, kde je potřebný jeden nebo více z následujících faktorů: [9]

- **Požadavek vysoké přesnosti** - Broušením se dosahuje vysoké přesnosti a geometrické tolerance, proto se uplatňuje při dokončovacích operacích. Lze jím vyrábět velké součásti jako jsou nožové sáně, i menší, jakými jsou např. kontaktní čočky, jehly, elektronické součásti, valivá ložiska apod. [9]

- **Požadavek velkého úběru materiálu** - Typickým příkladem mohou být drážky pro odvod třísky u šroubovitého vrtáku, které jsou vybroušeny z tyčových polotovarů na jeden záběr s plnou hloubkou drážky. [9]

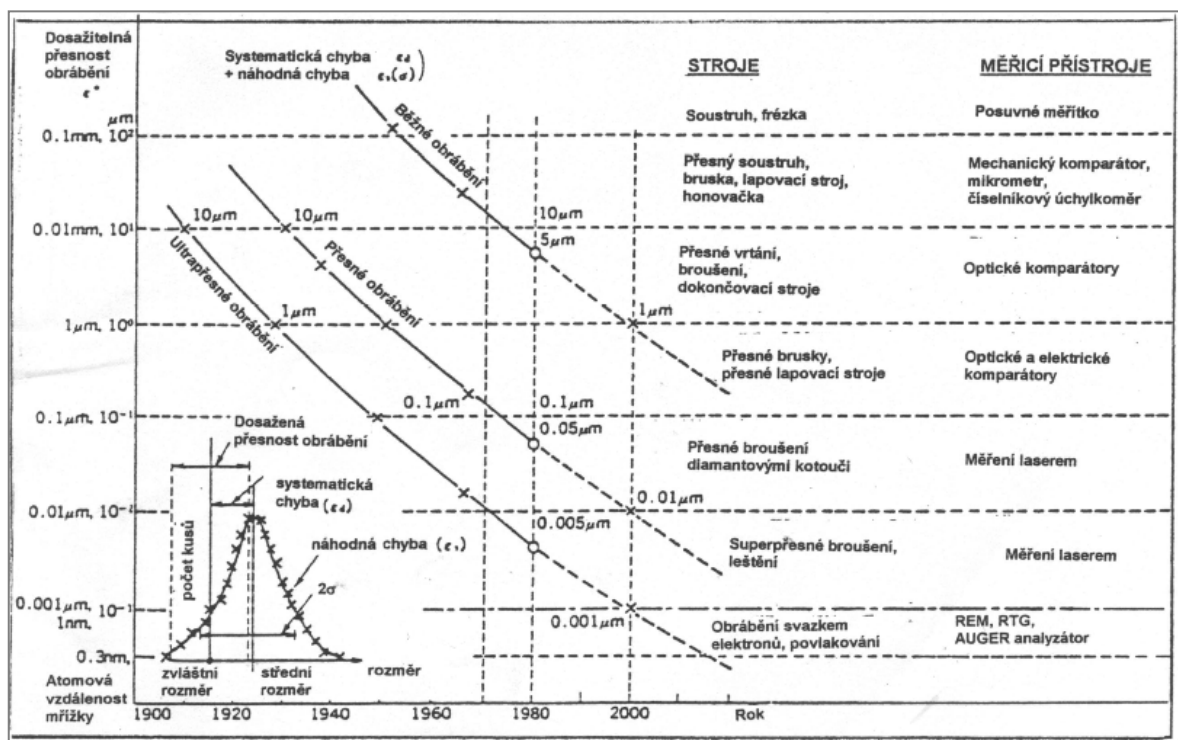
- **Obrábění tvrdých materiálů** - Další výhodou broušení je schopnost obrobit velmi tvrdé materiály a kalené povrchy. V mnoha případech je jediným možným způsobem výroby součástí. Tato schopnost se stává čím dál více důležitou díky rostoucímu využívání řezné keramiky a dalších tvrdých materiálů, které se používají i v leteckém průmyslu. [9]

## 2.1 Pracovní přesnost

Pracovní přesnost a vůbec kvalita práce obráběcích strojů je požadována se stále rostoucí náročností. Pracovní přesnost obráběcího stroje, může ovlivňovat řada činitelů. Především obráběcí stroj co do konstrukční koncepce (zvláště z hlediska tuhosti), volby materiálu, z něhož je vyroben (pevnost, vzdornost opotřebení), kvality zpracování a montáže důležitých funkčních částí a uzlů (přesnost uložení pracovních vřeten, zpracování vodicích ploch apod.) bez škodlivých vůlí, popř. mrtvých chodů aj. Pracovní přesnost obráběcího stroje je v podstatě ovlivňována:

1. kvalitou zpracování jeho funkčních částí (členů) a pečlivostí provedení dílčí i celkové montáže;
2. tuhostí celku i prvků (pracovní vřeteno, ložiska, vodicí dráhy apod.);
3. přesností nastavení nástroje vzhledem k obrobku;
4. tepelnými deformacemi.

Dalšími činiteli ovlivňujícími pracovní přesnost je zejména nástroj (jeho materiál, tvar, kvalita ostří, tuhost upnutí aj.), obráběná součást (materiál, tvar, způsob upnutí) a volba technologie obrábění (postup). Tyto vlivy však jsou většinou mimo dosah konstrukce stroje. [20]



Obr. 2 Dosažitelná přesnost při obrábění (podle Tanaguchi, 1983) [4]

## **2.2 Tuhost obráběcího stroje**

Působením řezných sil se deformují části obráběcího stroje (obrobku i nástroje), čímž dochází k nastavení vzájemné polohy ostří nástroje vůči obrobku, a tím porušení požadovaných rozměrů a tvaru obrobené plochy. Tuhost vyjadřuje odolnost proti přetvoření.

Rozlišujeme:

- statická tuhost – při klidném zatížení,
- dynamická tuhost – při kmitajícím zatížení, závisí na statické tuhosti a na poměru mezi frekvencí kmitajícího zatížení a frekvencí kmitající soustavy.

Podle druhu zatížení a deformace se dělí:

- tuhost v posunutí
- tuhost v natočení
- tuhost dílčí – je tuhost jednotlivých součástí (např. vřetena, ložisek, apod.)
- tuhost celková – tuhost skupiny součástí spolu spojených (např. vřeteno se stojanem)

Charakteristika tuhosti je grafické vyjádření závislosti mezi deformací a zatížením. Dílčí tuhost součástí z materiálu, pro nějž platí Hookeův zákon, je konstantní. [20]

## **2.3 Brusivo – používané druhy**

V současné době existuje celá řada brusných materiálů vytvořených na různé bázi. Při bližším zkoumání však zjistíme, že základem jsou stále stejné materiály a jen tu a tam se objeví něco nového. Brousicí nástroje - jsou to řezné nástroje, v nichž jsou zrna tvrdých materiálů stmelena pojivem v jeden celek do různých tvarů a velikostí. Mohou mít tvar kotouče, segmentu, brousicího tělíska, pásu apod. Nejpoužívanějšími nástroji jsou brousicí kotouče. Mezi nejvíce rozšířené patří: [5]

- Oxid hlinitý (  $Al_2O_3$  ) – umělý korund

Je jednoznačně nejrozšířenějším brusivem. Hodí se pro broušení většiny kovů, kdy zejména při broušení měkkých kovů je jeho výkonnost velmi dobrá. Je vhodný pro broušení z ruky, protože nevyžaduje velký přítlak. Na druhou stranu je náchylnější k přehřátí, a proto je nutné dobře volit řeznou rychlost. [5]

- Zirkonkorund

Zirkonkorund je tužší než umělý korund a proto se hodí zejména k broušení ušlechtilých ocelí, ale také tvrdších barevných kovů. Je vhodný pro strojní broušení, protože vyžaduje větší přítlak [5]

- Karbid křemíku ( SiC )

Tvrdá, ostrohranná a drsná struktura – to jsou vlastnosti, které předurčují k opracovávání tvrdých a houževnatých materiálů jako je šedá litina, titan a další. [5]

- Brousící kotouče ze supertvrdých materiálů

Základem těchto brousících nástrojů je nosný kotouč, na kterém je nanesena brousící vrstva, obsahující brusná zrna (diamantu nebo kubického nitridu boru), stmelená pojivem. Materiály na výrobu tohoto kotouče jsou různé. Nejčastěji se používají slitiny hliníku, oceli, bronzu apod. [9]

- Diamant – je to nejtvrdší známý materiál. Jeho výhodou je dobrá tepelná vodivost a tepelná odolnost do 860°C. Za normální teploty je odolný všem chemickým vlivům. Vlivem afinity k železu za vysokých teplot není vhodný pro broušení ocelí. Proto se používá k broušení slinutých karbidů, keramiky,... V technické praxi rozeznáváme dva druhy: přírodní a umělý (syntetický). [9]

V praxi se dále používá řada kombinací, nebo modifikací výše zmíněných materiálů. Mezi nové progresivní materiály patří například použití diamantového prášku, nebo kubického nitridu bóru. [5]

Pro efektivní broušení je nutné, aby při obrábění v místě styku nástroje s obrobkem platila nerovnost tj., aby tvrdost brusiva byla nejméně 1,5 až 2krát větší než tvrdost obráběného materiálu. [9]

## 2.4 Struktura kotouče

Strukturu kotouče udává poměr objemu brusiva, pojiva a pórů v kotouči. Brousící kotouče dle struktury rozeznáváme: velmi hutné, hutné, polohutné, pórovité, velmi pórovité, zvlášť pórovité. Strukturu kotouče musíme volit podle druhu broušeného materiálu, způsobu broušení a podle předepsané jakosti broušeného povrchu. [6]

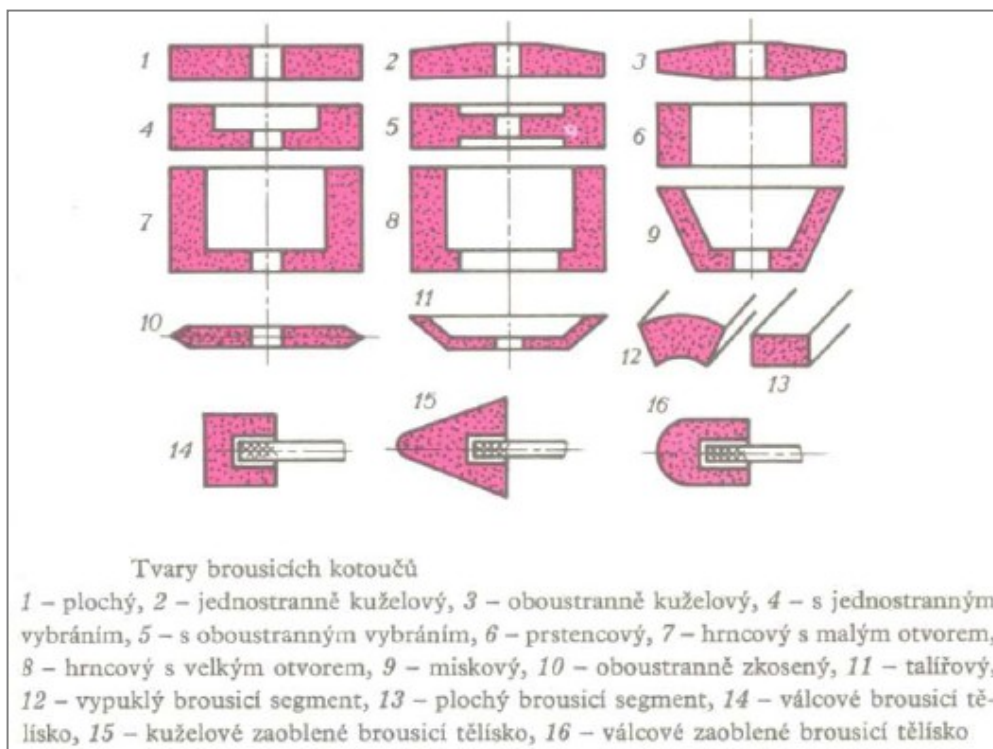
- Hlavní pojiva jsou:
  - anorganická (keramická, silikátová, magnezitová, kovová),
  - organická (šelak, pryž, umělé pryskyřice).

[6]

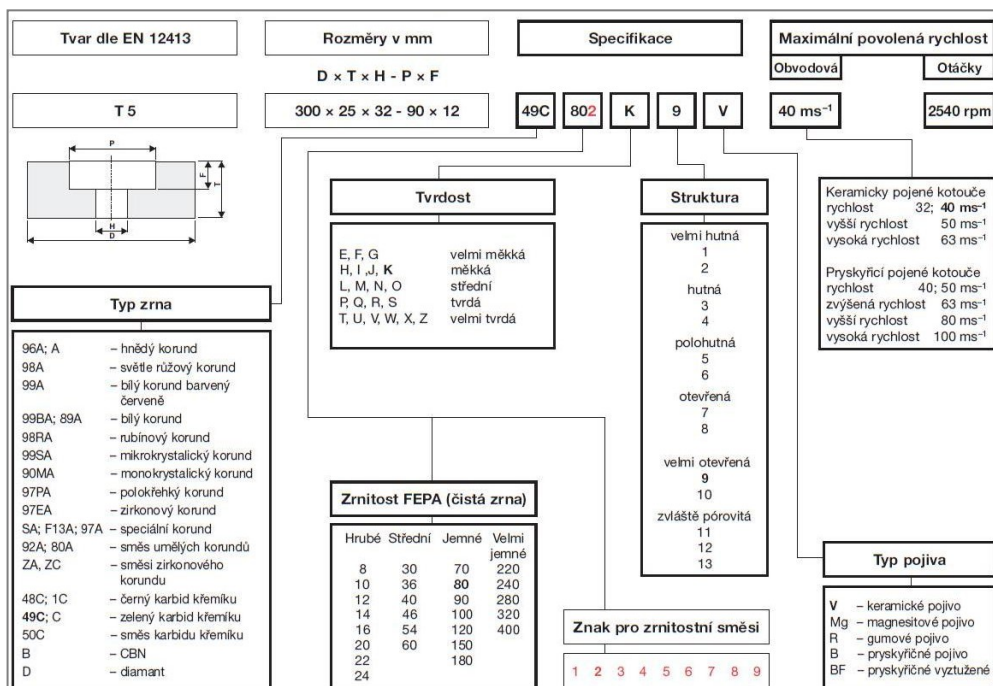


## 2.5 Tvary kotoučů

Základní normalizované tvary kotoučů jsou na Obr. 3. Brusná tělíska se používají pro broušení děr a prostorových tvarů dutin forem. Prstencové kotouče se přitmelují do drážky příruby speciálními tmely. Kotouče se musí z důvodu házení vyvažovat staticky i dynamicky. [6]



Obr. 3 Normalizované tvary brousících kotoučů [6]



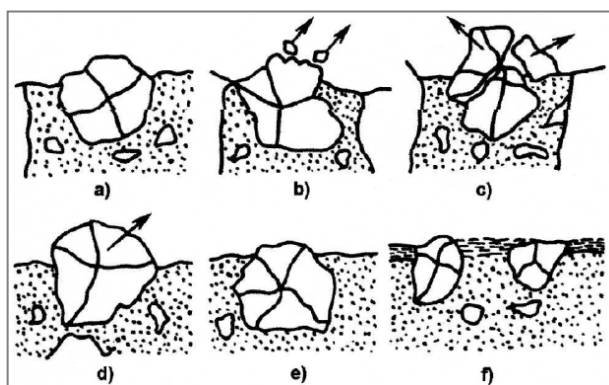
Obr. 4 Značení tvaru a specifikace kotoučů [26]

## 2.6 Opotřebení brousících kotoučů

Během procesu broušení se brousící kotouč postupně opotřebovává, což vede ke změnám provozních podmínek, snížení jeho pracovní schopnosti a výsledné jakosti povrchu. Podle parametrů kotouče a řezných podmínek dochází k otupování brusných zrn nebo k jeho samoostření. [9]

Podle podmínek broušení rozlišujeme tyto základní druhy opotřebení:

- a) otěr řezných částí zrn brusiva se vznikem více či méně hladkých plošek,
- b) mikroskopické porušování (štěpení) zrn – s oddělováním malých úlomků,
- c) porušování celých zrn – s oddělováním celých částí zrna,
- d) úplné vylamování zrn z pojiva,
- e) porušení působením chemických vlivů ve styčném pásmu zrna a obráběného materiálu při vysokých teplotách vznikajících v zóně broušení – difúzní a adhezní opotřebení,
- f) zanášení prostoru mezi zrny (pórů) třískami a brusným odpadem. [9]



Obr. 5 Základní způsoby opotřebení brousícího kotouče [9]

### 2.6.1 Orovnávací stroje

Orovnávací stroje se používají k tvarování brousícího kotouče na požadovaný geometrický tvar a obnovují jeho řeznou schopnost odstraněním otupených zrn brusiva.

K tvarování a ostření brousících kotoučů používáme:

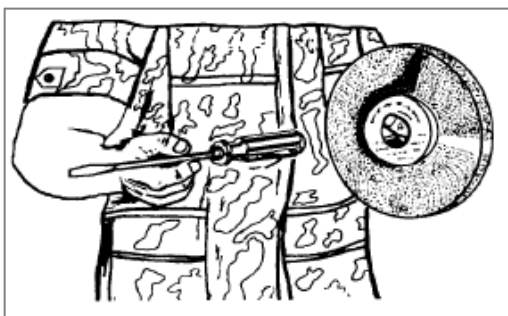
- ocelová kolečka,
- zamačkávací kladky - pro stupňovité tvarování kotoučů,
- diamant.

[6]

## 2.7 Upínání brousících nástrojů

Při upínání brousících kotoučů je bezpodmínečně nutné dodržet veškerá ustanovení normy ČSN EN 13218. Upnutí brousících nástrojů musí být provedené v souladu s pokyny výrobců nástrojů a brusek. Po každém upnutí je nutné provést zkoušku bezpečné rychlosti po určitou dobu (nejméně 5 minut).

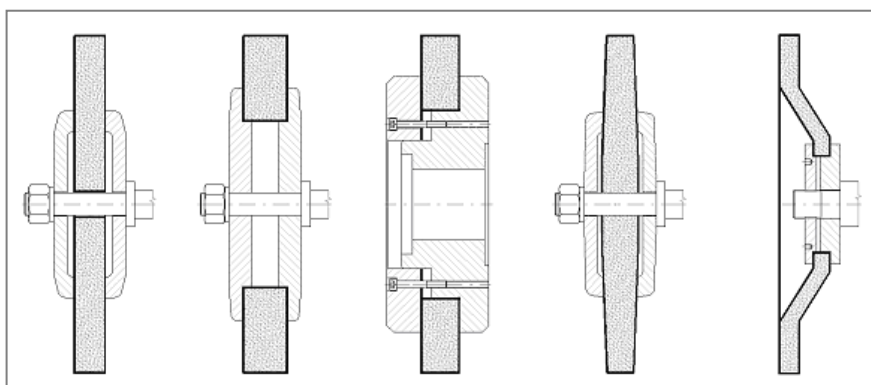
Před upínáním brousícího nástroje je nutno provést vizuální kontrolu, zda není brusný nástroj prasklý, nebo jinak poškozený. Je vhodné provést zvukovou zkoušku. Lehké kotouče nasunout na trn, těžší kotouče postavit na pevnou podlahu a nekovovým předmětem poklepat na několika místech. Nepoškozený brousící nástroj vydává jasný zvuk, poškozený tupý, tlumený zvuk. [21]



Obr. 6 Zvuková zkouška pro malé kotouče [22]

## 2.8 Upínací příruby pro brousící nástroje se středovým otvorem.

Upínací příruby musí mít stejný průměr a tvar obou příložných ploch. Příložné plochy musí být rovné a čisté. Musí překrývat všeobecně 1/3 průměru brousícího kotouče a v oblasti otvoru musí být odpovídající odlehčení (zápich) dle Obr. 7. [21]



Obr. 7 Příklady upínacích přírub [21]

Mezi brousící kotouče a upínací přírubu je nutno vložit mezipodložky z měkké, nebo elastické látky. [21]

### 3. Způsoby broušení děr

#### 3.1 Broušení pomocí stroje s ohebnou hřídelí

Broušení s ohebnou hřídelí se používá při broušení obtížně dostupných ploch. Výhodou je snadná manipulace a rychlá výměna příslušenství, což výrazně urychluje výrobu. Délka ohebných hřídelí závisí na aplikaci a průměru hřídele. Standardně se používá délka 2 metry, ale může dosáhnout až 6ti metrů. [10]



Obr. 8 Ukázka broušení pomocí ohebného hřídele [10]

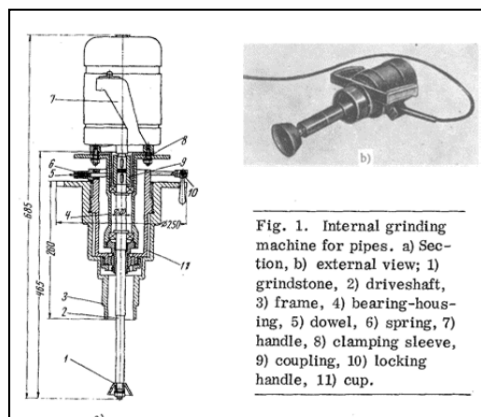
Jako pohonné jednotky se používají elektrické stroje 230 [V] a 400 [V] s výkonem od 0,5 [kW] do 3,5 [kW] s rozsahem otáček od 500 do 25 000 [ot $\cdot$ min $^{-1}$ ]. Novinkou na trhu jsou stroje s ohebnou hřídelí, jejichž otáčky můžeme regulovat plynule pomocí frekvenčního měniče. Výhodou takové regulace je stálost přenášeného krouticího momentu. [10]



Obr. 9 Bruska s ohebnou hřídelí a plynulou regulací otáček (3,5 kW a 1,5 kW) [10]

### 3.2 Ruční broušení pomoci brusky na roury

Ruční bruska na roury je vhodná jen pro broušení kratších trubek, nebo velkých rour.



Obr. 10 Bruska pro broušení trubek [12]

### 3.3 Ruční pneumatické brusky obvodové

Obvodové brusky lze použít na vnější i vnitřní plochy trubek.



Obr. 11 Pneumatická bruska firmy Deprag s výkonem 2,4 kW [14]

### 3.4 Broušení děr na hrotové brusce

Broušení děr (vnitřní broušení) na kulato se podobá soustružení děr, ale místo vnitřního zahnutého nože je použito malé brusné tělísko, které může být nasazené na prodlouženém vřetenu. Broušení probíhá na hrotové brusce. Brusné tělísko se otáčí a přisouvá směrem od osy součásti. Broušená součást se také otáčí. [14]



Obr. 12 Příklad broušení na hrotové brusce [14]



### 3.5 Broušení děr brusným (smirkovým) plátnem

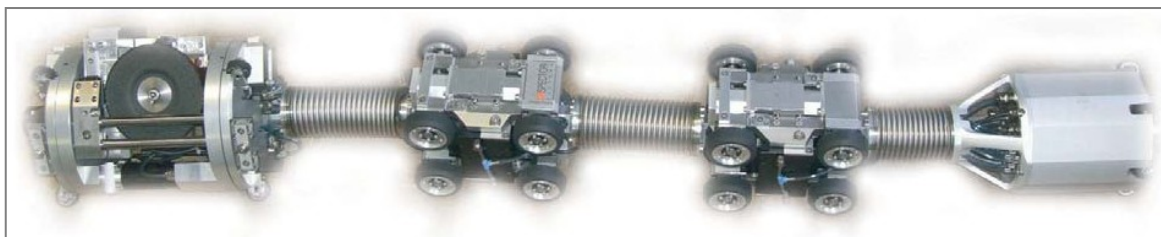
Výhodou broušení plátnem je konstantní obvodová rychlost.



Obr. 13 Příklad broušení vnitřního průměru trubek pomocí brusného plátna [13]

### 3.6 Brusky robotické

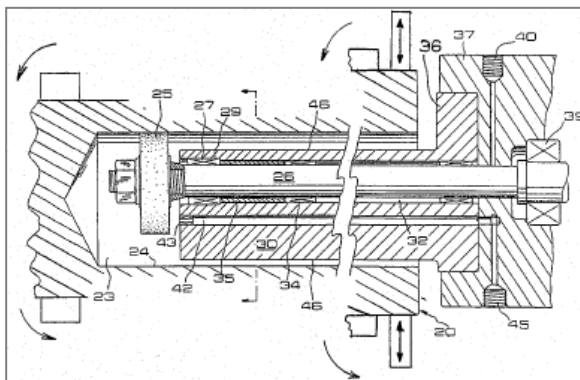
Výhodné pro broušení na delší vzdálenosti a svařené celky. Robot dokáže projít i menší rádius a zase brousit. Využívají se v elektrárnách. Jejich hlavní nevýhodou je pořizovací cena. [29]



Obr. 14 Robot pro broušení svarů potrubí jaderné elektrárny ve Finsku [29]

### 3.7 Broušení prodlouženou hřídelí se zesílenou nosnou stěnou

Výhodou je malý průhyb vřetene a dosažení vyšší přesnosti broušení.

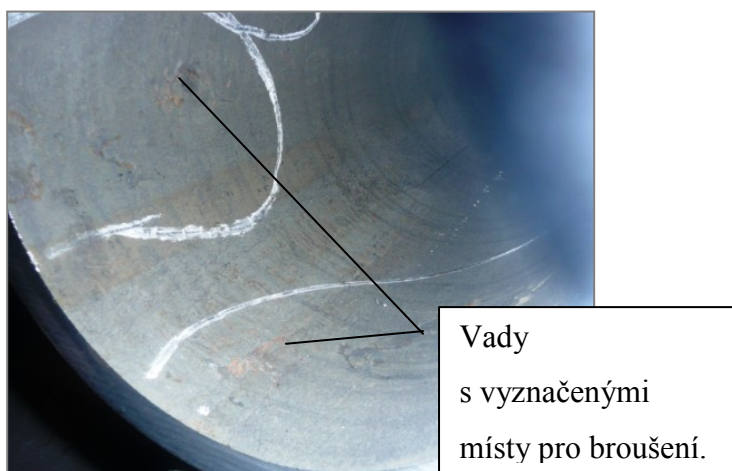


Obr. 15 Patentovaný způsob broušení díry v USA z roku 1987 Yui (4646476) [15]

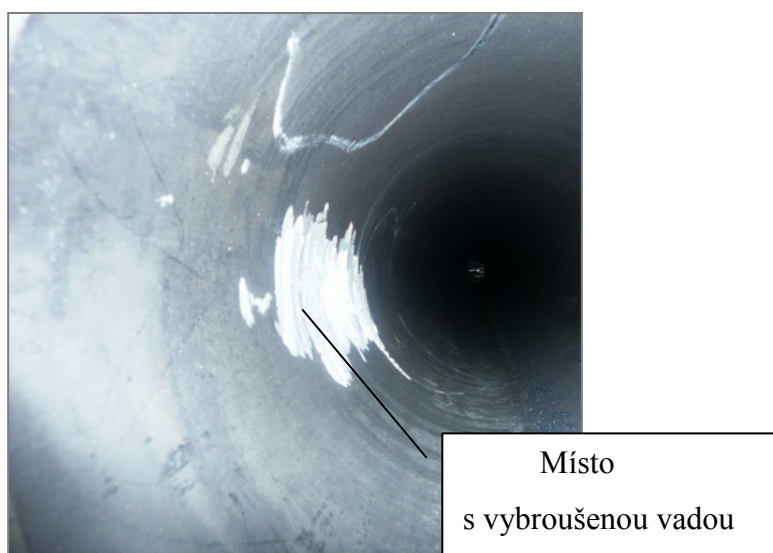
#### 4. Popis funkce zařízení

Navrhované zařízení je projektováno s podporou firmy Konstrukce Strojíren Třinec a.s. a má sloužit ve Válcovně trub a.s. v Ostravě – Vítkovicích. Obě tyto firmy náleží do skupiny Třineckých Železáren a.s.

Navrhovaná bruska k broušení vnitřních průměrů trubek (viz. Obr. 18) má za úkol odbrušování vnějších vad vnitřních průměrů trubek. Mezi tyto vady náleží zaválcované šupinky, nebo mikroskopické trhlinky ve vnitřním průměru trubky. Brousíme pouze v okolí místa vady, jak je naznačeno na Obr. 16 a Obr. 17



Obr. 16 Vnější vady vnitřního průměru trubky [16]



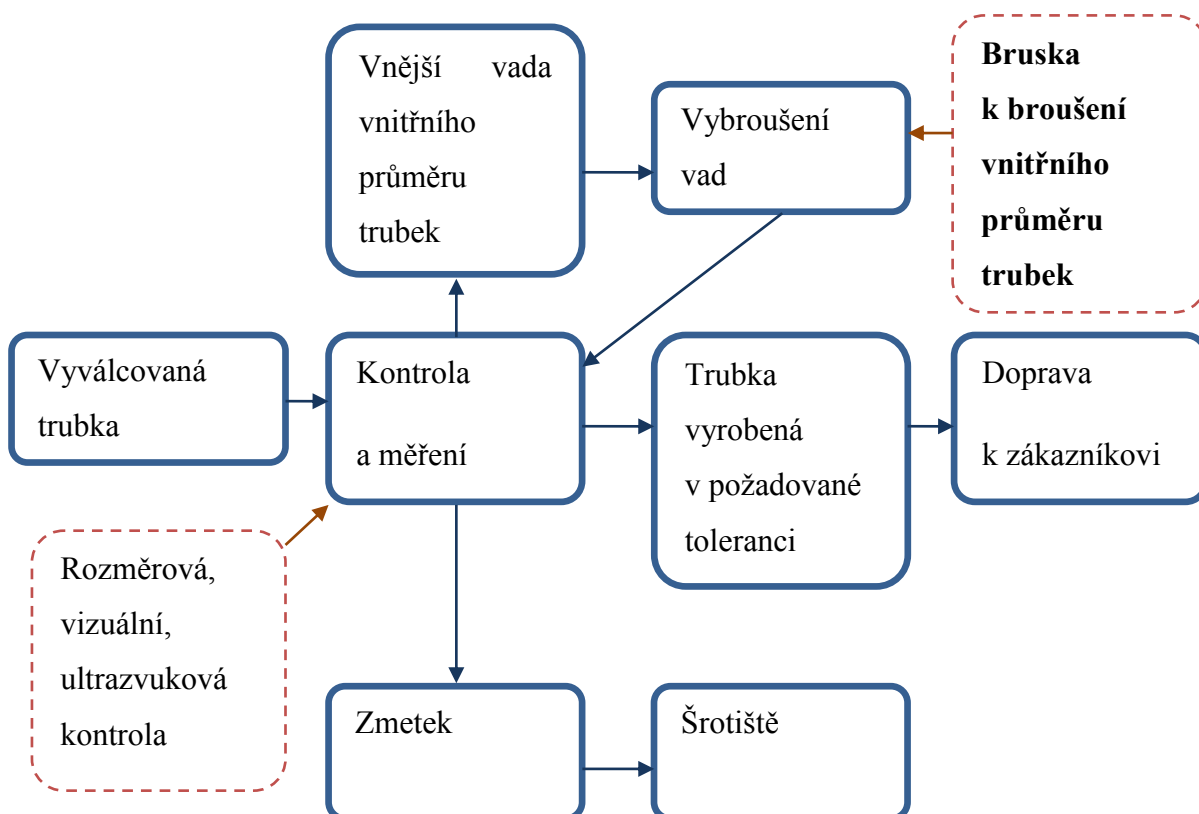
Obr. 17 Vybroušená vada [16]

Brousíme do takové hloubky, aby trubka v nejužším místě byla stále ve výrobních tolerancích (v dovolených mezních úchylnkách rozměrů). Např. trubka o vnějším průměru 193,7 mm a tloušťce 10 mm má dle ČSN 42 5715 dolní mezní úchylku tloušťky stěny 1,5 mm. Tloušťka stěny se měří ultrazvukovým tloušťkoměrem.

DOVOLENÉ MEZNÍ ÚCHYLKY ROZMĚRŮ (výťah některých hlavních parametrů, nezahrnuje úplné znění normy)		
ČSN 42 5715		
Mezní úchylnky vnějšího průměru		
do ø 219 mm	± 1,25 %, nejméně však ± 0,5 mm	
nad ø 219 mm	± 1,5 %	
Mezní úchylnky tloušťky stěny		
do ø 219 mm	tloušťky do 20 mm	+ 12,5 % / – 15 %
	tloušťky nad 20 mm	± 12,5 %
nad ø 219 mm	všechny tloušťky	± 15 %

Tab. 1 Dovolené mezní úchylnky rozměrů dle ČSN 42 5715 [16]

#### 4.1 Transformační proces technologie



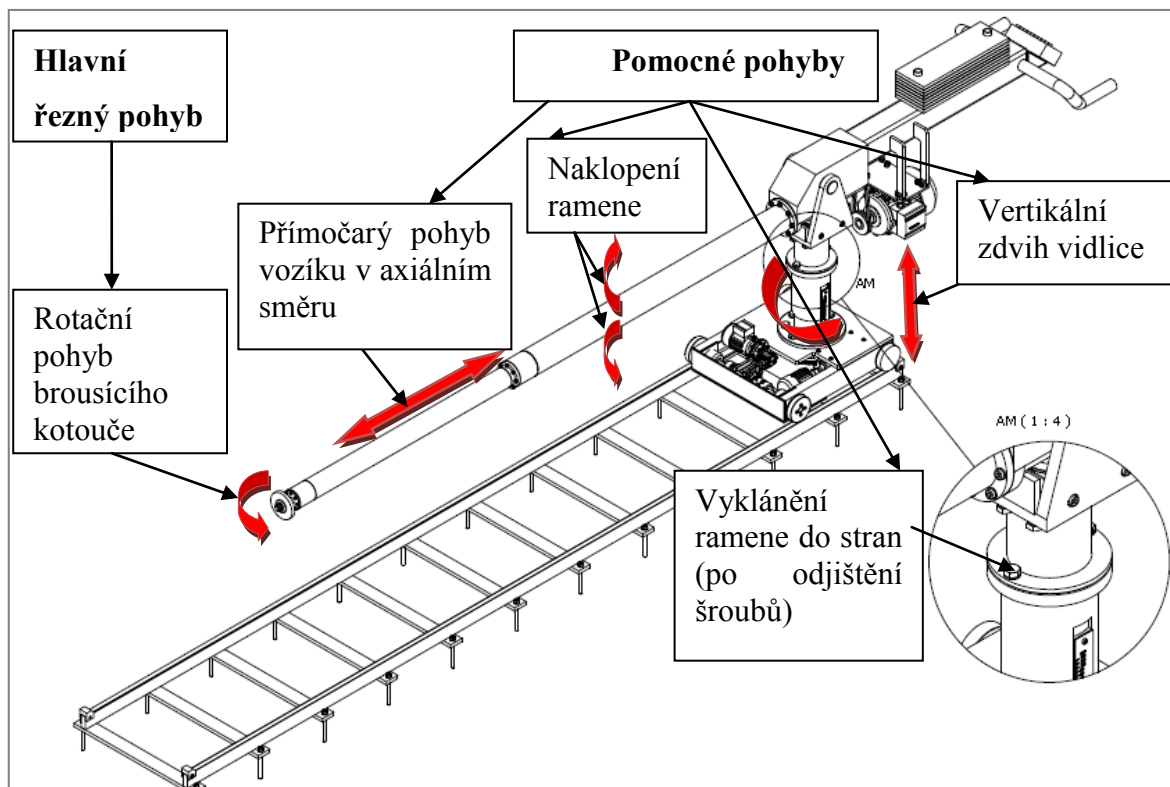


## 4.2 Výchozí parametry

Minimální vnitřní průměr broušené trubky	$\varnothing 165 [mm]$
Maximální dosažitelná délka vnitřního průměru broušení	$3500 [mm]$
Rozsah výškového nastavení vidlice	$120 [mm]$
Otáčky brusného kotouče volte	<i>od cca 3000 do 5500</i> $[ot \cdot min^{-1}]$
Rychlost pojezdu stavitelná v rozmezí	$0,2 \text{ až } 2 [m \cdot min^{-1}]$

## 4.3 Pohyby brusky k broušení vnitřních průměrů trubek

Požadované pohyby brusky jsou naznačené na Obr. 18. Mezi hlavní řezný pohyb a pomocné pohyby můžeme zařadit i vedlejší řezný pohyb, do kterého můžeme započítat rotační pohyb trubky (ale ne vždy s trubicí při broušení otáčíme)



Obr. 18 Bruska k broušení vnitřních průměrů trubek a její pohyby [52]

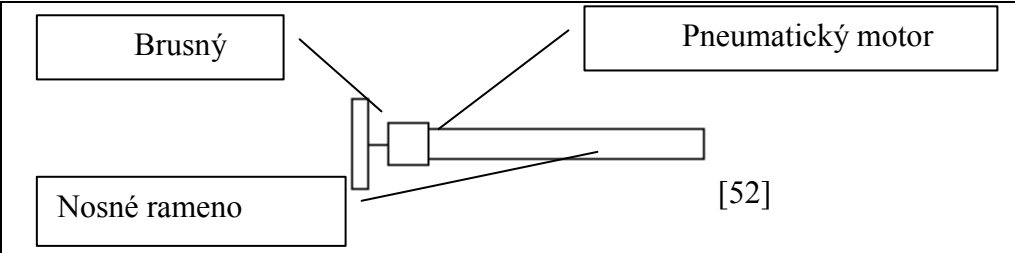
## 5. Návrh pohonu a přenosu výkonu na brusný kotouč

K návrhu pohonu a přenosu výkonu na brusný kotouč budu vycházet z následujících variantních řešení.

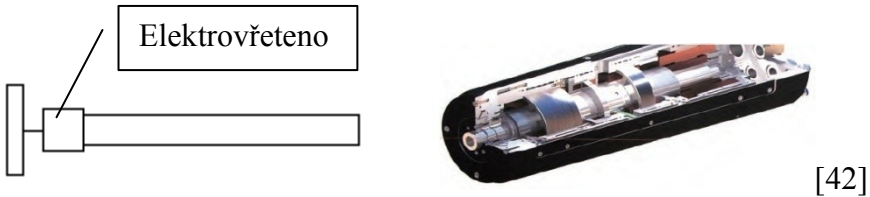
### 5.1 Přenos krouticího momentu na brusný kotouč do vzdálenosti 3,5 [m]

Krouticí moment přenášíme do velké vzdálenosti, která činí 3500 [mm] při dodržení minimálního broušeného průměru trubky 165 mm.

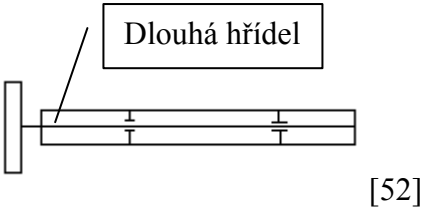
- Varianta a – pneumatický motor na počátku ramene

	
Výhody	Nevýhody
Nepotřebujeme dlouhou hřídel pro přenos krouticího momentu	Velmi drahý pneumatický motor
Využijeme rozvody stlačeného vzduchu	Pneumatické motory nedosahují tak vysokých výkonů (max. 2,5 kW)
Stlačený vzduch by ochlazoval celé zařízení, tím by nedocházelo k přehřívání	

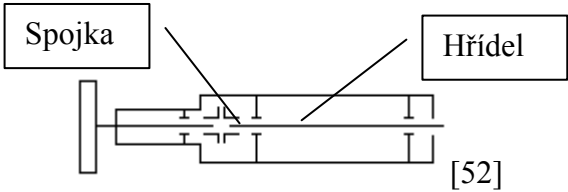
- Varianta b – elektrovřeteno s integrovaným motorem a úspornou prostorovou konstrukcí na počátku ramene

	
Výhody	Nevýhody
Tubus má průměr 120 mm	Pouze pro velmi vysoké otáčky, které dosahují až 72 000 [ot/min]
Výkon dosahuje až 5,5 kW	Průměr brousícího kotouče nepřevyšuje průměr tubusu
Vyrábí Španělská firma Danobat	

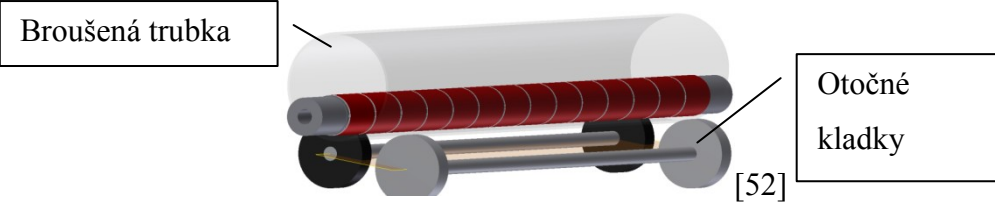
- Varianta c – přenos krouticího momentu jednou dlouhou hřídelí

	
Výhody	Nevýhody
Nejsou potřeba hřídelové spojky	Při průhybu nosného ramene (tedy i hřídele) by docházelo k házení
Méně součástí = větší spolehlivost	Dlouhá hřídel by měla velký úhel zkroucení

- Varianta d – přenos krouticího momentu více stupňovou hřídelí

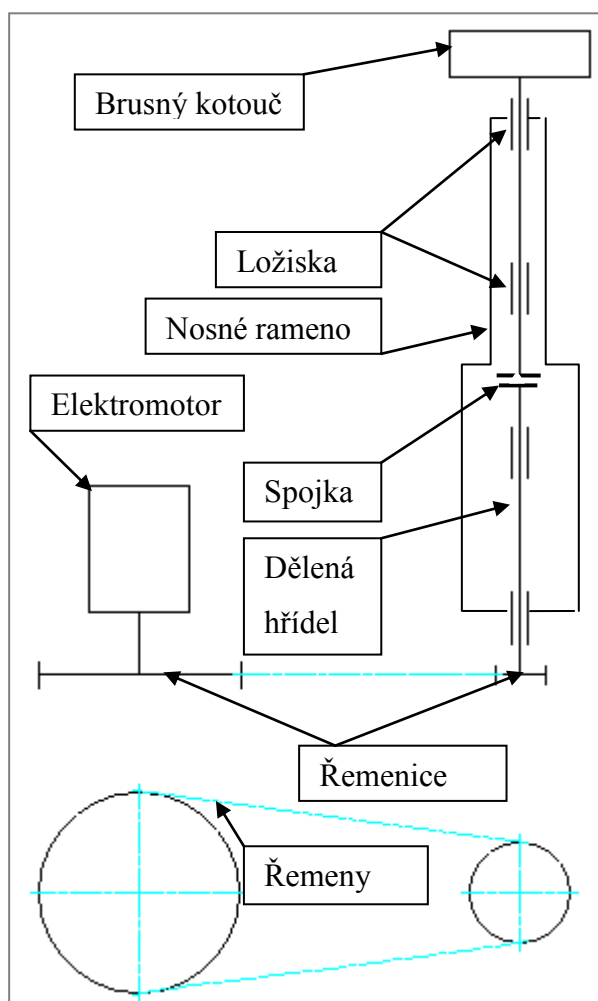
	
Výhody	Nevýhody
Při průhybu nosného ramene nebude docházet k házení hřídele díky spojce, která deformace eliminuje	Potřebujeme navíc dva ložiska a spojku.
Lehčí výroba kratších hřídelí	

- Varianta e – přenos krouticího momentu nosnou částí ramene
  - Rameno by se prostrčilo celou délkou trubky.
  - Na rameno by bylo pomocí suchého zipu připevněno smirkové plátno.
  - Mezi smirkovými plátny by byly dírký pro odvod třísek.

	
Výhody	Nevýhody
Jednoduché a přesné	Nižší životnost smirkového plátna.
	Pouze pro celoplošné broušení. Rameno by muselo mít délku 7 m.

## 5.2 Koncová volba varianty

Po zhodnocení všech kladů a záporů byla zvolena varianta d) přenos krouticího momentu více stupňovou hřídelí schematicky zobrazeno na Obr. 19



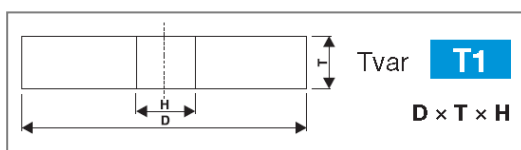
Obr. 19 Schéma pohonu [52]

## 5.3 Volba brusného kotouče

Z důvodu vysokých otáček brusného kotouče ( $5500 \text{ [ot min}^{-1}\text{]})$  lze při broušení používat pouze kotouče rychloběžné.

Jako vhodný kotouč pro broušení vnitřních průměrů trubek navrhuji kotouč:

T1 – 150x20x35 99BA 60K 9V C63. (poslední dvojčíslí je max. obvodová rychlost)



Obr. 20 Tvar kotouče T1[45]

## 6. Výpočet celkové řezné síly

Průměr kotouče	$D_k$ [mm]	150
Maximální otáčky kotouče	$n_{kmax}$ [ot/min]	5500
Obvodová rychlost brusného kotouče	$v_{ok}$ [m/s]	43,197
Šířka brusného kotouče	$b$ [mm]	20
Hloubka řezu	$h$ [mm]	0,1
Posuv při broušení	$s$ [mm.min <sup>-1</sup> ]	200

Tab. 2 Základní parametry broušení

Řezné síly jsou závislé především na způsobu broušení, řezných podmínkách, na zrnitosti brusiva, druhu a tvrdosti pojiva a struktuře kotouče. Závisí též na okamžitém stavu funkční plochy brousícího kotouče. [43]

Určování řezné síly je zvláště u broušení jevem skutečně složitým, a to vzhledem k podstatě procesu, tj. úběru materiálu o stovky až tisíce mikrobřity najednou. Obvykle k určování složek řezné síly při broušení a  $F_z$  ( $F_y$ ,  $F_x$ ) se používá měřicí technika (např. firmy Kistler) a ze změřených hodnot se pak vytvoří empirický vzorec. [43]

- Obvodová rychlost brusného kotouče

$$v_{ok} = \pi \cdot D_k \cdot n_{kmax} [m \cdot s^{-1}] \quad (1) \quad [35]$$

$$v_{ok} = \pi \cdot 0,15 \cdot \frac{5500}{60} = 43,2 [m \cdot s^{-1}] \quad (2)$$

- Výpočet celkové řezné síly  $F_c$

Dle empirického vztahu v mocninné podobě pro broušení vnitřních rotačních ploch využijeme vzorec a mocninné konstanty dle Ing. Nováka z Univerzity Jana Evangelisty Purkyně v Ústí nad Labem z katedry technologií a materiálového inženýrství.

$$F_c = k_{Fc} \cdot h^{x_{Fc}} \cdot s^{y_{Fc}} \cdot v_{ok}^{z_{Fc}} \cdot D_k^{v_{Fc}} [N] \quad (3) \quad [43]$$

$$F_c = 2,5 \cdot 0,1^{0,4} \cdot 200^{0,4} \cdot 43,2^{0,5} \cdot 150^{0,3} = 244,85 [N] \quad (4)$$

Kde  $k_{Fc}$ ,  $x_{Fc}$ ,  $y_{Fc}$ ,  $z_{Fc}$  – jsou přibližné hodnoty empirických konstant pro vnitřní broušení rotačních ploch. [43]



## 7. Volba hnacího elektromotoru

Pro volbu hnacího elektromotoru vycházím z tangenciální složky řezné síly, která vzniká při úběru  $h = 0,1$  [mm] do trubky o průměru 165 [mm]

### 7.1 Výpočet potřebného krouticího momentu na hřídel brusného kotouče

$$M_k' = F_z \cdot \frac{D_k}{2} [N \cdot m] \quad (9) \quad [35]$$

$$M_k' = 141,25 \cdot \frac{0,15}{2} = 10,594 [N \cdot m] \quad (10)$$

### 7.2 Výpočet max. úhlové rychlosti kotouče

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_{kmax} [s^{-1}] \quad (11) \quad [35]$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot \frac{5500}{60} = 545,96 [s^{-1}] \quad (12)$$

### 7.3 Výpočet potřebného výkonu

$$P' = \frac{M_k' \cdot \omega}{\eta_c} [W] \quad (13) \quad [35]$$

$$P' = \frac{10,594 \cdot 575,96}{0,85} = 7178,48 [W] \quad (14)$$

- Kde  $\eta_c$  je účinnost klínového převodu a čtyř ložisek.

$$\eta_c = \eta_L^4 \cdot \eta_P [-] \quad (15) \quad [35]$$

$$\eta_c = 0,98^4 \cdot 0,92 = 0,85 [-] \quad (16)$$

Pro pohon brusného kotouče je zvolen tří-fázový elektromotor s výkonem  $P_M = 7,5$  [kW] a jmenovitými otáčkami  $n_1 = 2930$  [ot $\cdot$ min $^{-1}$ ] značky Siemens. Označení 1LA7 131-2AA s následujícími parametry:

Jmen. výkon	Velikost	Objednáací číslo	Otáčky	Parametry při jmenovitém výkonu				Poměrný záběrný moment	Poměrný záběrný proud	Poměrný moment zvratu	Momen- tová třída	Momen- tová charak- teris- tika Diagram č.	Moment setrvač- nosti J	Hmot- nost	
		Označení pro napětí a tvar viz tabulka níže		Účinnost $\eta$ 100%    75%		Účinek $\cos \varphi$	Jmenovitý proud při 400 V	Jmenovitý moment	$M_z / M_n$ při přímém spouštění	$I_k / I_n$	$M_{max} / M_n$			Tvar IM B3	
2-pól, 3000 min <sup>-1</sup> , 50Hz							A	Nm	-	-	-	KL	(str. 15)	kg	
7,5	132S	1LA7 131-2AA..	2930	88	88	0,89	13,8	24,4	2,3	6,9	3,0	16	2	0,021	48,5

Tab. 3 Parametry motoru 1LA7 131-2AA [31]

Rozměry a další informace k motoru jsou zobrazeny v:

- Příloha č. 1 – Dvoupólový elektromotor 1LA7 131-2AA.



## 7.4 Volba frekvenčního měniče

K plynulé změně otáček motoru bude docházet pomocí frekvenčního měniče Siemens Micromaster 440. 6SE6440-2AD27-5CA1, který zajišťuje vysokou stabilitu otáček i při větších změnách zátěže. [32]

Použitím střídavých měničů můžeme regulovat otáčky motoru od nuly až nad jeho jmenovité otáčky. Mezi další výhody frekvenčního měniče náleží i to, že jim lze chránit přetížení elektromotoru (tedy i poháněného zařízení)



Obr. 22 Rozměry a tvar frekvenčního měniče Micromaster 440 [32]

Dle informací ing. Libora Nejedlého ze specializované firmy RegultechServis, s.r.o. prodávající frekvenční měniče bude závislost výkonu na otáčkách při broušení lineární, tj. při poklesu otáček lineárně klesne i výkon elektromotoru a krouticí moment se udržuje na konstantní hodnotě i při změně otáček.

## 7.5 Výpočet klínového řemene

Klínové řemeny slouží k přenosu výkonu (otáček) z hnací na hnanou řemenici s možností prokluzu.

### 7.5.1 Výpočet potřebného převodového poměru

Požadované otáčky při broušení jsou vyšší než jmenovité otáčky dvoupólového elektromotoru. To znamená, že potřebujeme převod do rychla. Velká řemenice bude na motoru a malá na hnaném stroji.

Požadovaný převodový poměr

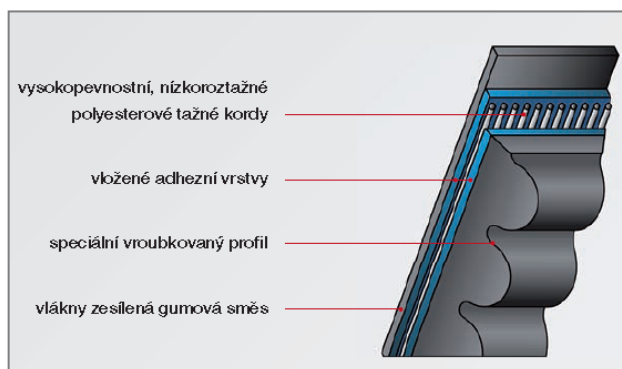
$$i' = \frac{n_{kmax}}{n_1} [-] \quad (16) \quad [35]$$

$$i' = \frac{5500}{2930} = 1,877 [-] \quad (17)$$

### 7.5.2 Volba řemenu

Otáčky řemenice převyšují 5000[ot/min], proto nemůžeme použít klasické klínové řemeny. Dle rady doc. Zdeňka Foly z katedry částí a mechanismů strojů přenechávám výpočet na specializovanou firmu, která klínové řemeny prodává. Dle výpočtu Ing. Jindřicha Kašného ze společnosti Haberkorn Ulmer s.r.o. navrhuji klínový řemen QuadPowerIII-XPZ.

Vycházejí dva řemeny QuadPower III a bylo počítáno s životností 25 000 hodin.



Obr. 23 Řez klínovým řemen QuadPowerIII-XPZ [3]

Hnací řemenice má průměr:  $D_1 = 118$  [mm]

Hnaná řemenice má průměr:  $D_2 = 63$  [mm]

- Skutečný převodový poměr při převodu do rychla a použití navržených klínových řemenic:

$$i = \frac{D_1}{D_2} [-] \quad (18) \quad [35]$$

$$i = \frac{118}{63} = 1,873 [-] \quad (19)$$

Převodový poměr je v požadované toleranci.

### 7.5.3 Předpětí řemenu

Je určeno při návrhu řemenového převodu a je spočítáno firmou, která řemeny prodává a navrhuje. Předpětí řemenu rovno  $F = 645$  [N]

Základní rozměry, výpočtový list a další informace jsou zobrazeny v:

- Příloha č. 2 – Návrh řemenového převodu

## 8. Krouticí moment na hřídeli pohonu

Otáčky motoru budeme měnit pomocí frekvenčního měniče. Výkonová charakteristika pro elektromotor napájený frekvenčním měničem bude lineární, proto výsledný krouticí moment je stále konstantní. [44]

### 8.1 Úhlová rychlost elektromotoru

- při jmenovitých otáčkách elektromotoru (dosazením do vzorce č. 11)

$$\omega_M = 2 \cdot \pi \cdot \frac{2930}{60} = 306,829 \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (20)$$

### 8.2 Krouticí moment na hřídeli elektromotoru

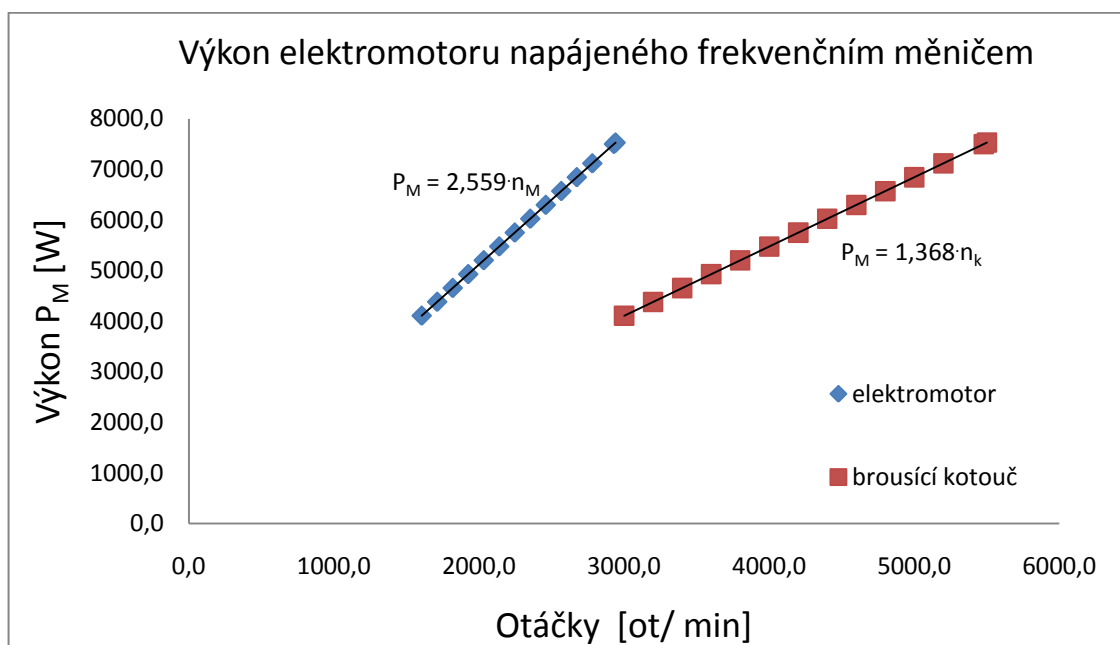
$$M_{kM} = \frac{P_M}{\omega_M} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (21) \quad [35]$$

$$M_{kM} = \frac{7500}{306,829} = 24,444 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (22)$$

### 8.3 Krouticí moment na hřídeli brusky

$$M_{kB} = \frac{M_{kM}}{i} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (23) \quad [35]$$

$$M_{kB} = \frac{24,444}{1,873} = 13,051 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (24)$$



Graf. 1 Výkonová charakteristika elektromotoru napájeného frekvenčním měničem [44]

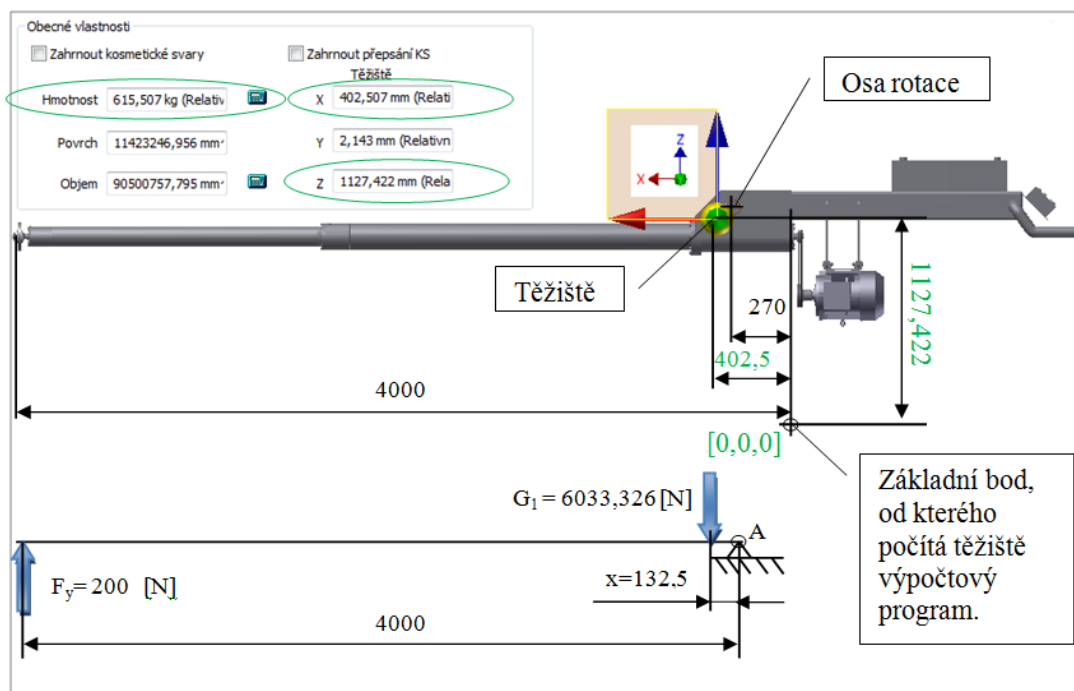
Otáčky motoru $n_M$ [ot/min]	Otáčky brousícího kotouče $n_k$ [ot/min]	Výkon elektromotoru s frekvenčním měničem $P_M$ [W]	Krouticí moment na hřídeli elektromotoru $M_{kM}$ [Nm]	Krouticí moment na hřídeli brusky $M_{kB}$ [Nm]	Obvodová rychlost kotouče ( $D_k=0,15m$ ) $v_{ok}$ [m/s]
1604,3	3000	4106,5	24,444	13,051	23,6
1711,2	3200	4380,3	24,444	13,051	25,1
1818,2	3400	4654,0	24,444	13,051	26,7
1925,1	3600	4927,8	24,444	13,051	28,3
2032,1	3800	5201,6	24,444	13,051	29,8
2139,0	4000	5475,4	24,444	13,051	31,4
2246,0	4200	5749,1	24,444	13,051	33,0
2352,9	4400	6022,9	24,444	13,051	34,6
2459,9	4600	6296,7	24,444	13,051	36,1
2566,8	4800	6570,4	24,444	13,051	37,7
2673,8	5000	6844,2	24,444	13,051	39,3
2780,7	5200	7118,0	24,444	13,051	40,8
2930,0	5479,1	7500,0	24,444	13,051	43,0
2941,2	5500	7528,6	24,444	13,051	43,2

Graf. 2 Výkonová charakteristika v závislosti na otáčkách brusného kotouče

## 9. Těžiště horní části brusky

Těžiště brusky musí být v takové poloze, aby byl brusný kotouč přitlačován k trubce. Jedná se o radiální složku řezné síly.

Jako vhodná přitlačná síla byla zvolena hodnota  $F_y = 200 \text{ [N]}$ , čemuž odpovídá určitá vzdálenost od osy rotace v čepu.



Obr. 24 Těžiště v horní části brusky

- Výpočet tíhy horní části brusky

$$G_{BH} = m_{BH} \cdot g \quad (25) \quad [35]$$

$$G_{BH} = 615,507 \cdot 9,81 = 6038,124 \text{ [N]} \quad (26)$$

Kde hodnota  $m_{BH}$  byla spočítána výpočtovým programem.

- Výpočet vhodné vzdálenosti  $x$

Pro výpočet vhodné vzdálenosti těžiště od čepu budu vycházet z podmínky rovnováhy, kde:

$$\Sigma M_{oA} = 0 = x \cdot G - F_c \cdot 4000 \Rightarrow x \quad (27) \quad [35]$$

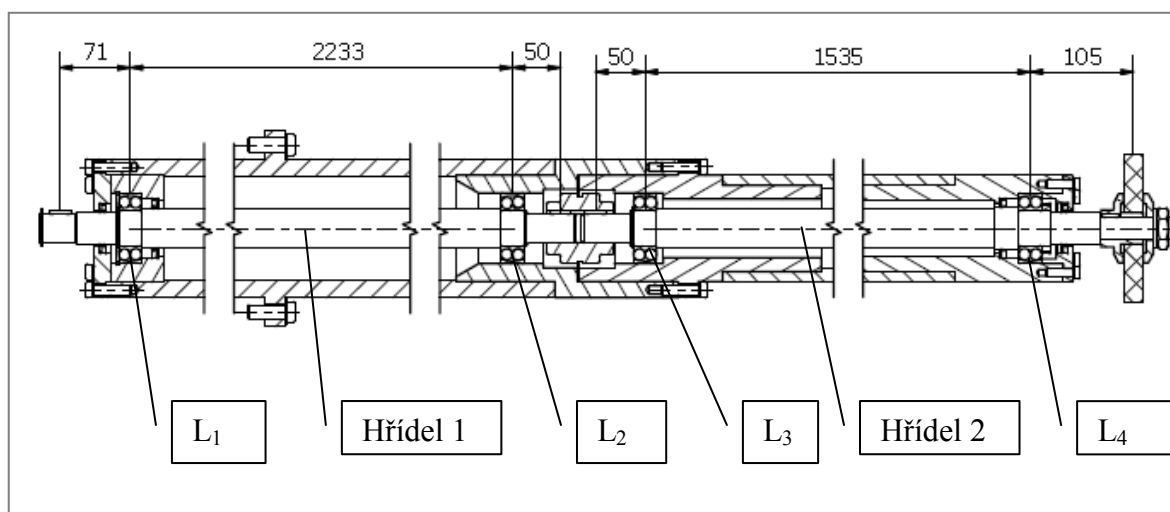
$$x = \frac{F_c \cdot 4000}{G} \text{ [mm]} \quad (28)$$

$$x = \frac{200 \cdot 4000}{6033,326} = 132,5 \text{ [mm]} \quad (29)$$

Hodnoty  $x = 132,5 \text{ [mm]}$  jsme docílili vhodným protizávažím.

## 10. Pevnostní analýza součástí ramene

Jedná se o kontrolu hřídele č. 1, 2, ložisek 1, 2, 3, 4. Ve výpočtech jsme počítali s gravitací.



Obr. 25 Zobrazené rameno v řezu s hlavními částmi

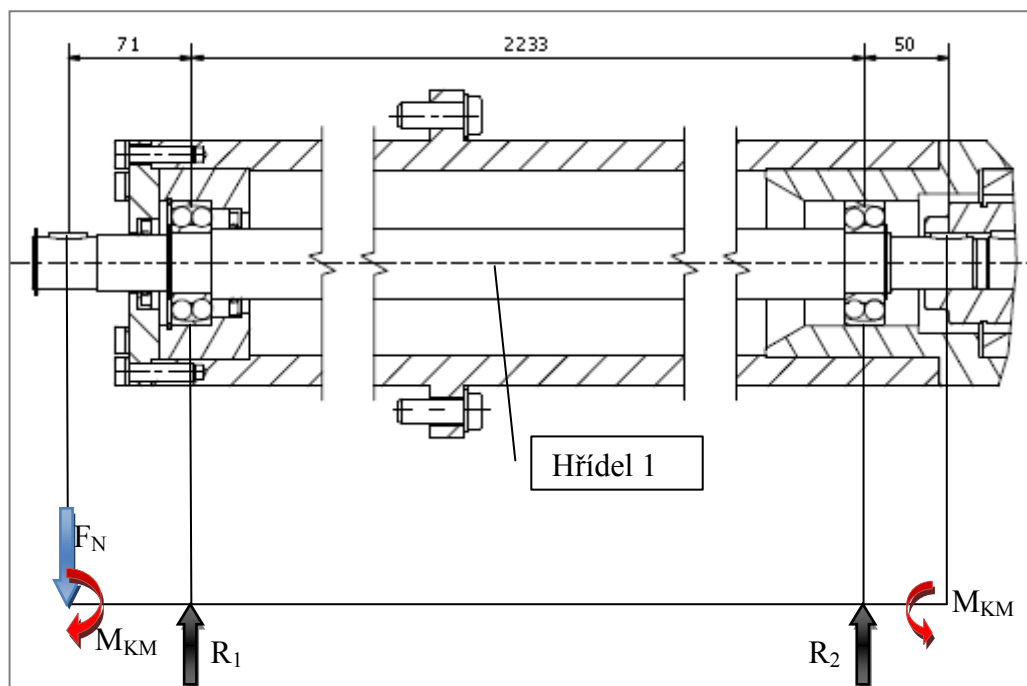
### 10.1 Pevnostní analýza hřídele č. 1

Pevnostní analýzy hřídelí č. 1 a 2 byly prováděny ve výpočtovém programu Autodesk Inventor Professional 2011 – Generátor Hřídele. Ve výpočtu jsme počítali s hmotností hřídele. Vypočítané reakce jsme použili při kontrole životnosti ložisek.

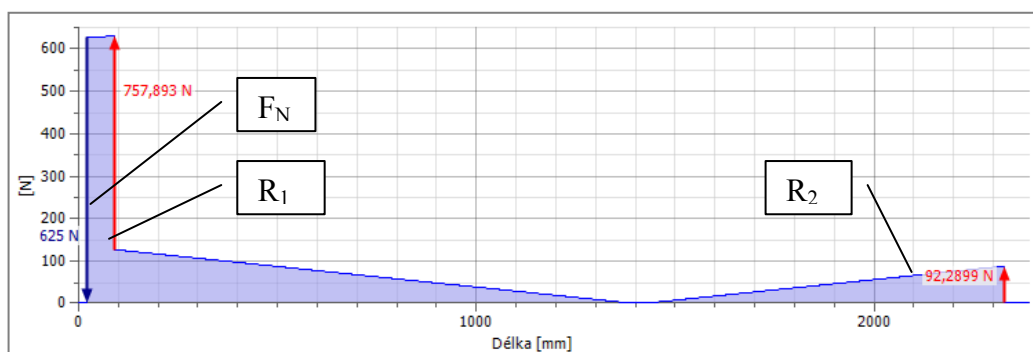
Z výpočtů a grafů je patrné, že hřídele i ložiska mají rozměry, které dokážou přenést požadovaný výkon.

Hřídel č. 1		
Délka	$L$	2389,7 [mm]
Hmotnost	$m_{h1}$	22,962 [kg]
Maximální napětí v ohybu	$\sigma_b$	10,734 [MPa]
Maximální smykové napětí	$\tau_s$	0,887 [MPa]
Maximální napětí v krutu	$\tau$	2,462 [MPa]
Maximální redukované napětí	$\sigma_{red}$	11,375 [MPa]
Maximální průhyb	$f_{max}$	0,704 [mm]
Úhel zkroucení	$\phi$	0,10 [°]
Reakční síla v pevné podpoře	$R_1$	757,893 [N]
Reakční síla ve volné podpoře	$R_2$	92,290 [N]

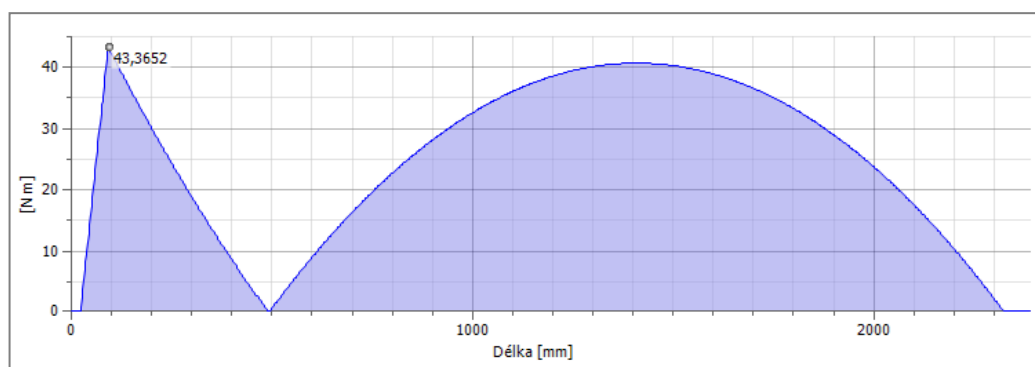
Tab. 4 Výsledky vypočítané výpočtovým programem



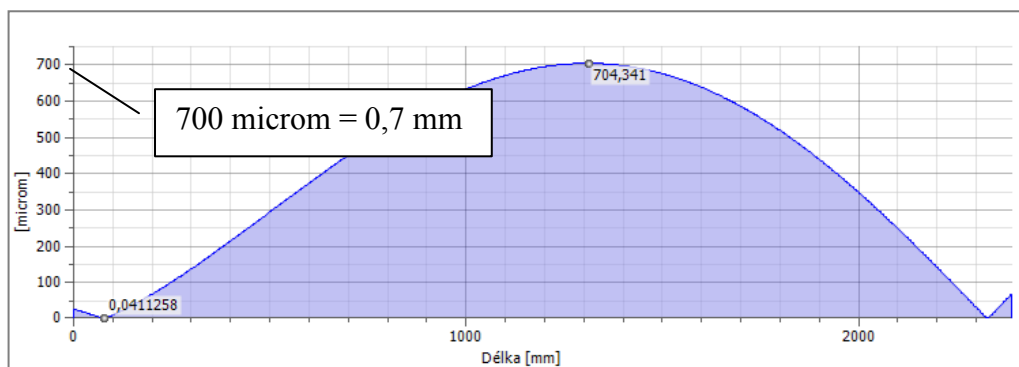
Obr. 26 Rozklad sil na hřídeli a v ložiscích



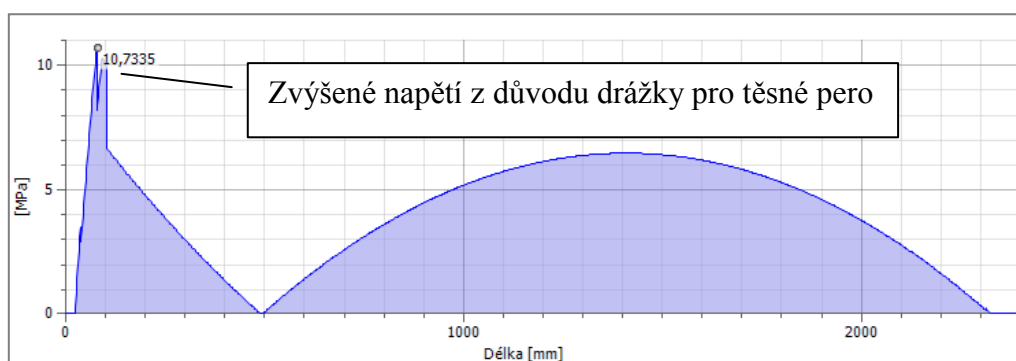
Graf. 3 Smyková síla



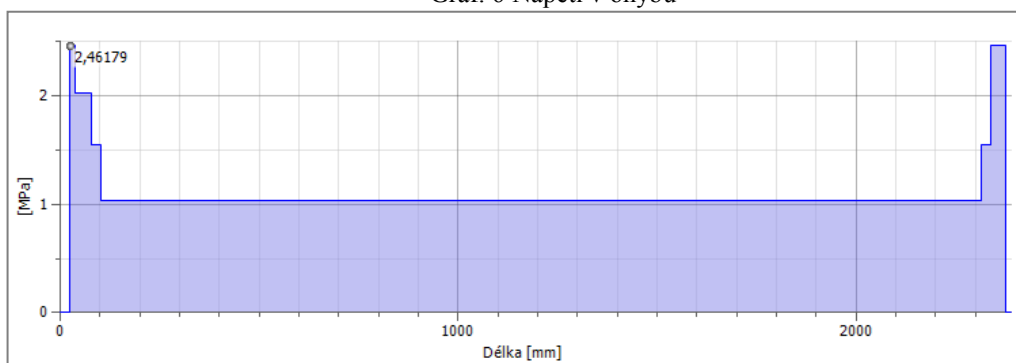
Graf. 4 Ohybový moment



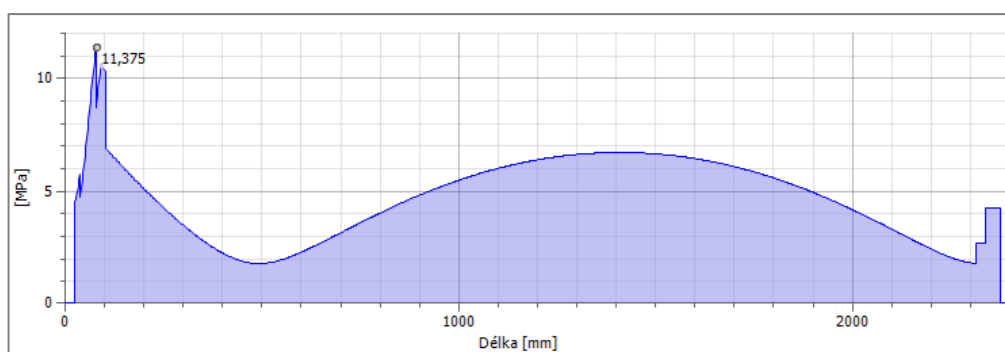
Graf. 5 Průhyb



Graf. 6 Napětí v ohybu

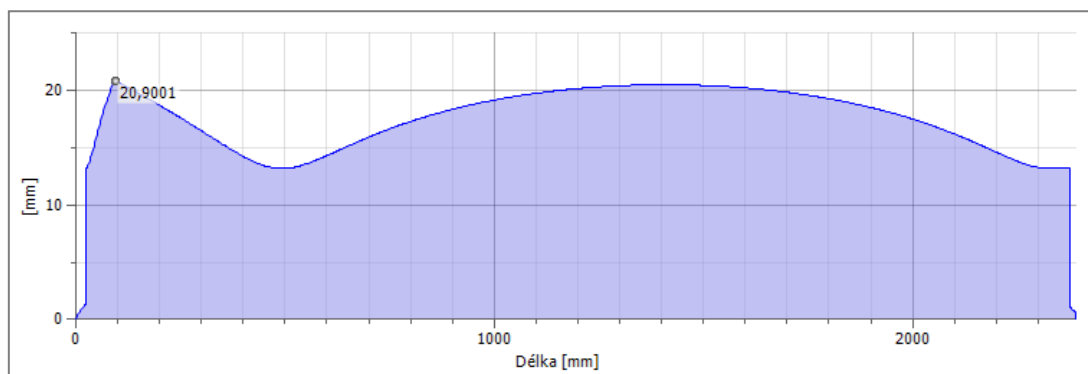


Graf. 7 Napětí v krutu



Graf. 8 Redukované napětí





Graf. 9 Ideální průměr hřídele č. 1

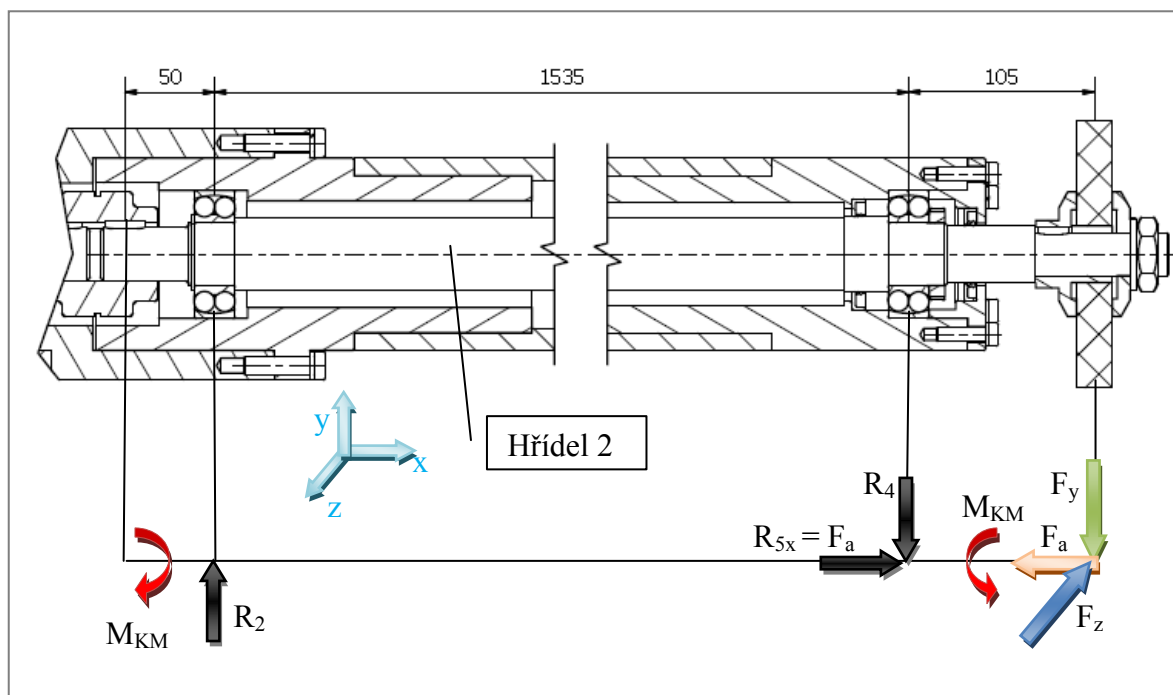
## 10.2 Pevnostní analýza hřídele č. 2

Do pevnostní analýzy hřídele č. 2 zahrnuji i axiální sílu  $F_x$ , který by mohla vzniknout při broušení.

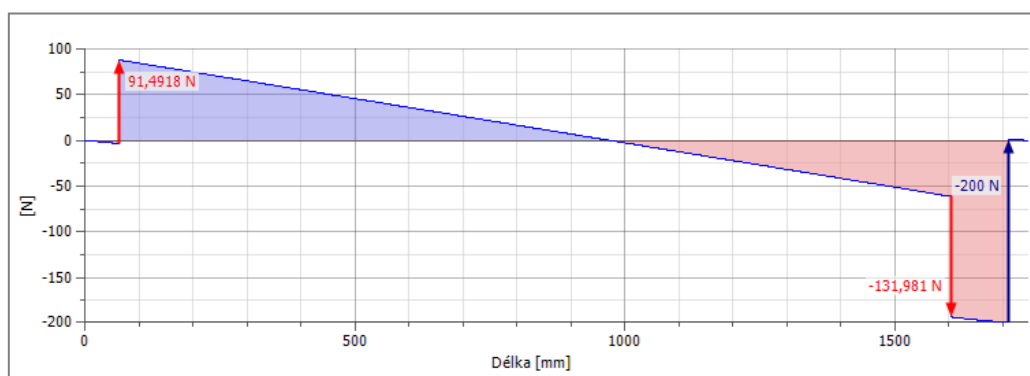
$$F_x = \frac{F_c}{3} = \frac{233,85}{3} = 81,616[N] \quad (30) \quad [43]$$

Hřídel č. 2		
Délka	L	1745,9 [mm]
Hmotnost	$m_{h2}$	16,266 [kg]
Maximální napětí v ohybu	$\sigma_b$	6,886 [MPa]
Maximální smykové napětí	$\tau_s$	0,539 [MPa]
Maximální napětí v krutu	$\tau$	4,808 [MPa]
Maximální napětí v tahu	$\sigma_T$	0,180 [MPa]
Maximální redukované napětí	$\sigma_{red}$	10,962 [MPa]
Maximální průhyb	$f_{max}$	401,448 [mm]
Úhel zkroucení	$\phi$	0,08 [°]
Reakční síla ve volné podpoře	$R_3$	91,992 [N]
Reakční síla v pevné podpoře	$R_4$	200,425 [N]
$R_4$ v ose x	$R_{4z}$	131,981 [N]
$R_4$ v ose y	$R_{4y}$	150,835 [N]
Reakční síla v pevné podpoře	$R_{5x}=F_x$	81,616 [N]

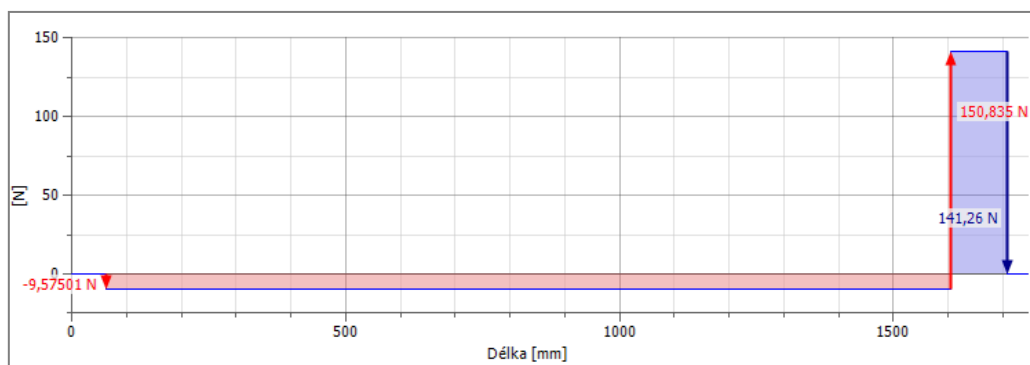
Graf. 10 Výsledky spočítané výpočtovým programem



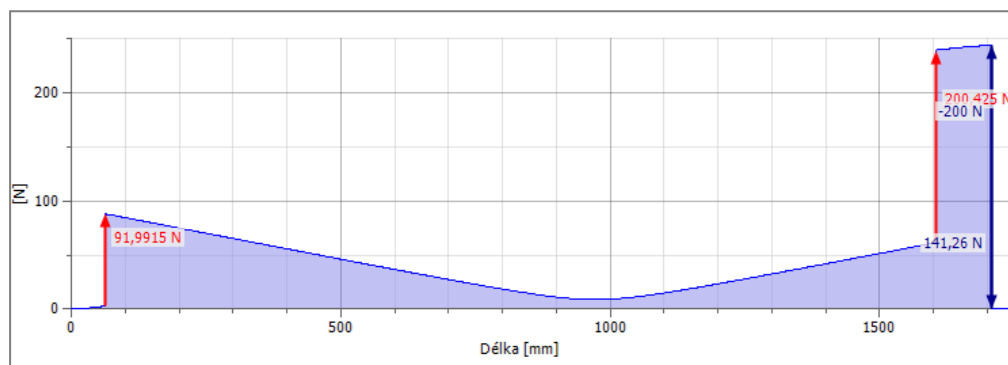
Obr. 27 Rozklad sil na hřídeli č. 2 a v ložiscích 3, 4



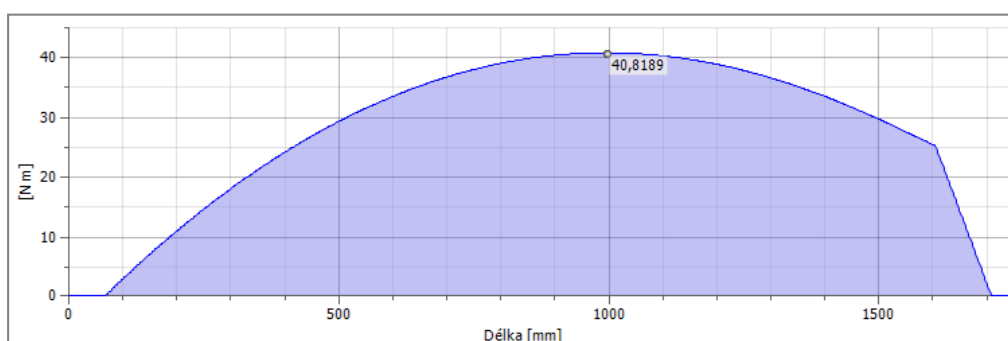
Graf. 11 Smyková síla v rovině YZ



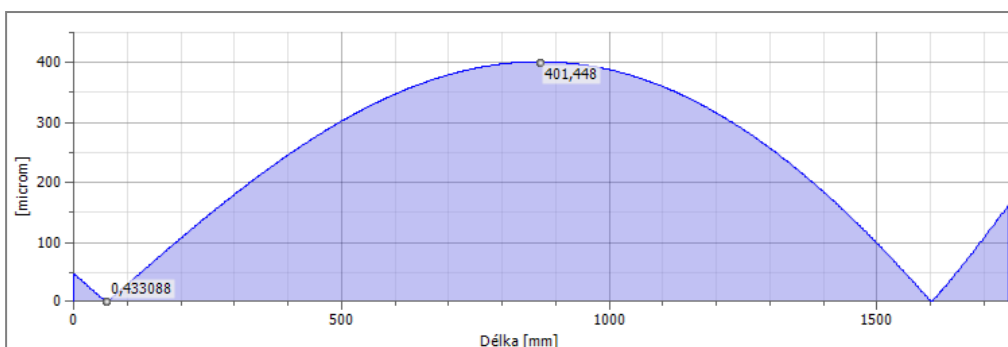
Graf. 12 Smyková síla v rovině XZ



Graf. 13 Smyková síla



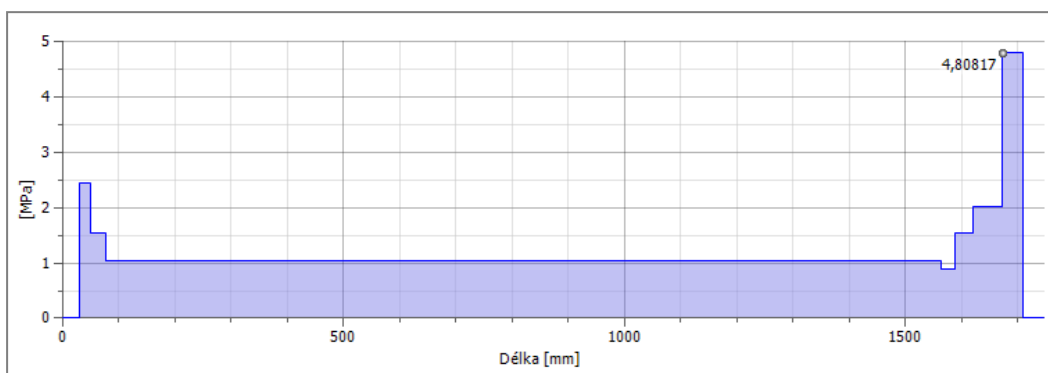
Graf. 14 Ohybový moment



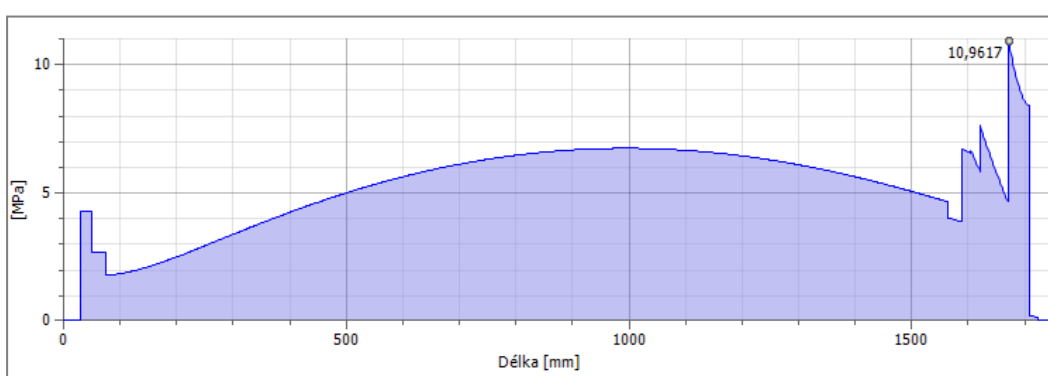
Graf. 15 Průhyb



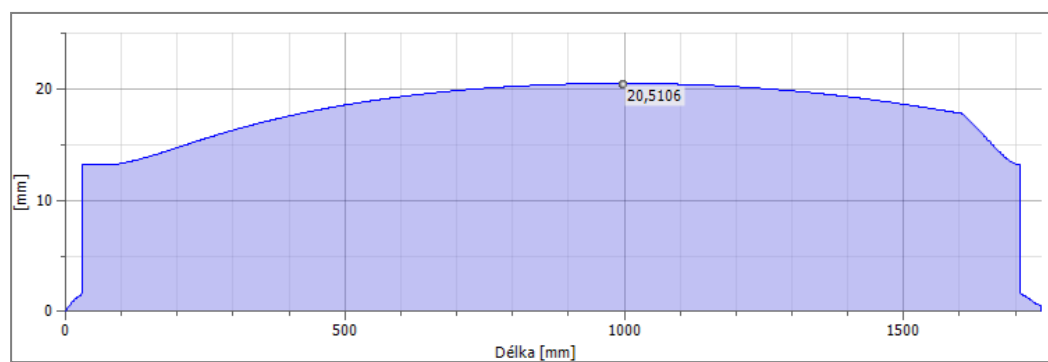
Graf. 16 Napětí v ohybu



Graf. 17 Napětí v krutu



Graf. 18 Redukované napětí



Graf. 19 Ideální průměr

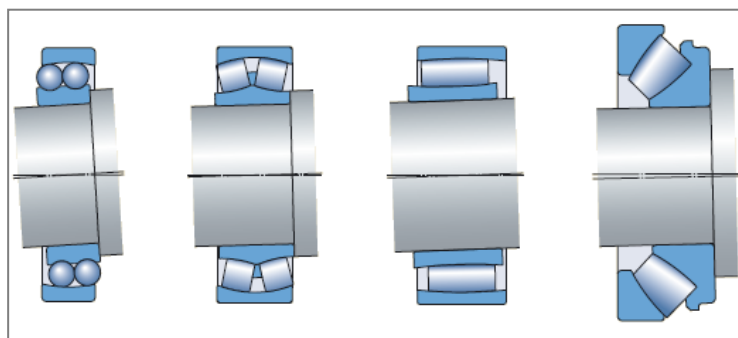
## 10.3 Ložiska

### 10.3.1 Volba ložiska

- Nesouosost ložisek

Z důvodu prohnutí hřídele vyvolané působícím zatížením a velké vzdálenosti ložisek (ložiska se nacházejí v tělesech umístěných daleko od sebe) bude docházet k nesouososti ložisek. Typická ložiska s velkou tuhostí, jako např. kuličková a válečková ložiska, nemohou vyrovnávat nesouosost nebo vyrovnávají pouze velmi malou nesouosost.

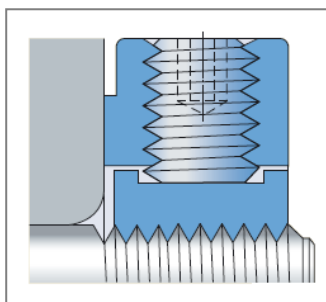
Proto v úvahu připadají pouze naklápěcí ložiska, např. naklápěcí kuličková ložiska, soudečková, toroidní a axiální soudečková ložiska (Obr. 28), která jsou naproti tomu vhodná pro vyrovnávání nesouososti vyvolané provozním zatížením, jakož i obrobením či montáží.[39]



Obr. 28 Naklápěcí ložiska (kuličková, soudečková, toroidní a axiální) [39]

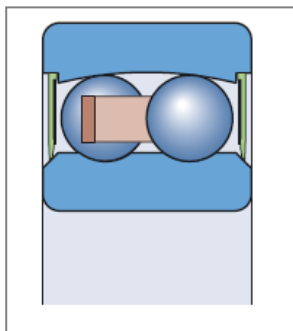
Pro hřídel č. 1 volím kuličková naklápěcí ložiska. Přenos reakčních sil do nosného rámu (ramene) probíhá pomocí pouzder. Vnitřní kroužek ložiska u hřídele č. 1 je zajištěn pomocí pojistného kroužku pro hřídele (segerovky) a poloha vnějšího kroužku je zajištěna víkem.

Pro hřídel č. 2 volím také kuličková naklápěcí ložiska. Vnější kroužek ložiska bude zajištěn pomocí víka a vnitřní bude zajištěn Hřídelovou maticí KMK firmy SKF. Ocelová vložka, která je součástí závitu matice KMK, je přitisknuta k závitu na hřídeli stavěcím šroubem, jenž zabraňuje otáčení matice. Montáž a demontáž jsou jednoduché, axiální zajištění je účinné a spolehlivé. Není nutné použít další pojistnou podložku ani vyrobit drážku v hřídeli.



Obr. 29 Princip upevnění ložiska na hřídeli pomocí matice KMK [39]

Naklápací kuličková ložiska SKF jsou dodávána rovněž s kontaktním těsněním na obou stranách – přídatné označení 2RS1 (Obr. 30). Tato těsnění z nitrilové pryže odolné proti oleji a otěru jsou vyztužená ocelovým plechem. Těsnění je vhodné pro provozní teplotu od  $-40$  do  $+100$  °C a krátkodobě až do  $+120$  °C. Těsnicí břit působí mírným tlakem na zápich ve vnitřním kroužku.



Obr. 30 Kontaktní těsnění 2RS1 [35]

Jako vhodné ložisko navrhuji DIN 360 s těsněním a válcovým otvorem SKF 2207 E-2RS1. Výhodou těchto ložisek je, že nevyžadují žádnou údržbu během celé své životnosti.

- Základní rozměry matice KMK jsou uvedeny v:
  - Příloha č. 3 – Pojistné matice KMK
- Základní rozměry zvoleného ložiska DIN 360 s těsněním a válcovým otvorem SKF 2207 E-2RS1 jsou uvedeny v:
  - Příloha č. 4 – Naklápací kuličková ložiska s těsněním

### 10.3.2 Kontrola životnosti ložisek

Kontrolu životnosti ložisek provádíme pouze u ložiska č. 1, kde je největší zatížení a ložiska č. 4, kde se vyskytuje i axiální zatížení.

Na ložiscích č. 2 a 3 neprovádíme pevnostní kontrolu, protože na ně působí zatížení mnohem menší než u předešlých dvou a zároveň splňují podmínku minimálního zatížení, které činí 60 [N] [39]

Reakční síla v pevné podpoře	$R_1$	757,893 [N]
Reakční síla ve volné podpoře	$R_2$	92,290 [N]
Reakční síla ve volné podpoře	$R_3$	91,992 [N]
Reakční síla v pevné podpoře	$R_4$	200,425 [N]
Reakční síla v pevné podpoře	$R_{5x}=F_x$	81,616 [N]
Maximální otáčky	n	5500 [ot/min]

Tab. 5 Zatížení ložisek

### 10.3.3 Výsledky nejvíce namáhaného ložiska

Ložisko č. 1		
Základní jmenovitá životnost	$L_{10}$	47 744 [hodin]
Součinitel statické bezpečnosti	$S_{0c}$	7,917 [-]

Tab. 6 Nejvíce namáhané ložisko č. 1

Ložisko je značně předimenzované, ale z důvodu konstrukčních neprovádíme změnu.

Výpočet byl prováděn v programu Autodesk Inventor Profession 2011 – Generátor komponent - ložiska.

- Další vstupní parametry a jiné
  - Příloha č. 5 – Kontrolní výpočet ložiska č. 1
  - Příloha č. 6 – Kontrolní výpočet ložiska č. 4

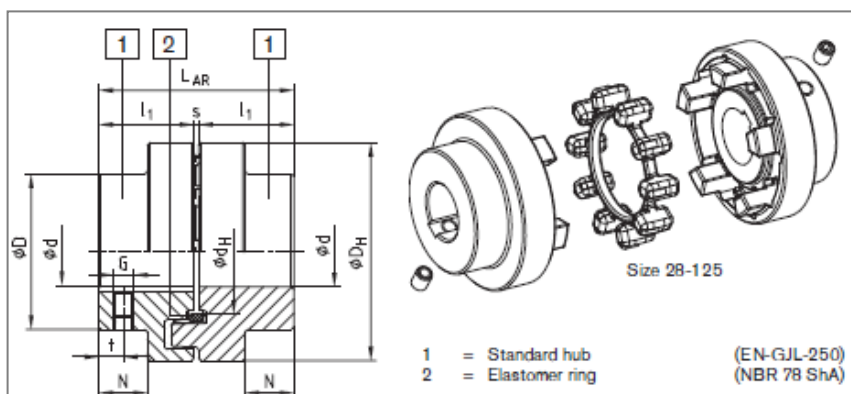
## 10.4 Volba hřídelové spojky

Spojku použijeme ke spojení dvou dlouhých hřídelí, které přenášejí pouze krouticí moment z řemenice na brousící kotouč. [37]

Funkce naší hřídelové spojky:

- Tlumení rázů a torzních kmitů hřídelí.
- Umožnění montážních nepřesností.
- Umožnění tepelné roztažnosti spojovaných součástí.
- Zajištění plynulého rozběhu zařízení.
- Možnost montáže a demontáže celku po částech.
- Co nejmenší radiální velikost.
- Umožnění úhlového vyosení hřídelí.

Všechny tyto požadavky splňuje pružná spojka firmy KTR velikosti 32 s možností úhlového naklonění  $\pm 1,3$  [°]. [38]



Obr. 31 Tvar a rozměr pružné spojky [38]

- Další rozměry a informace jsou uvedeny v:
  - Příloha č. 7 – Pružná spojka firmy KTR velikosti 32mm.

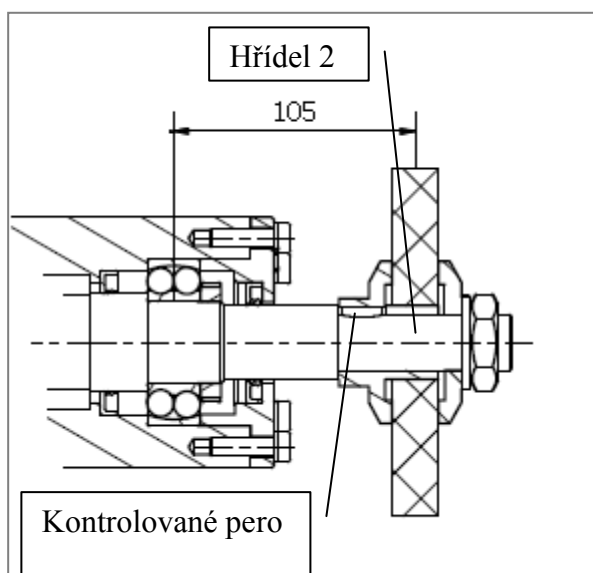


## 10.5 Kontrola těsného pera

Kontrola byla provedena pouze u nejmenšího těsného pera na počátku hřídele č. 2.

Vstupní parametry: Výkon motoru:  $P_M = 7528,6 \text{ [W]}$

Krouticí moment na hřídeli brusky  $M_{kB} = 13,051 \text{ [N.m]}$



Obr. 32 Místo s kontrolovaným perem

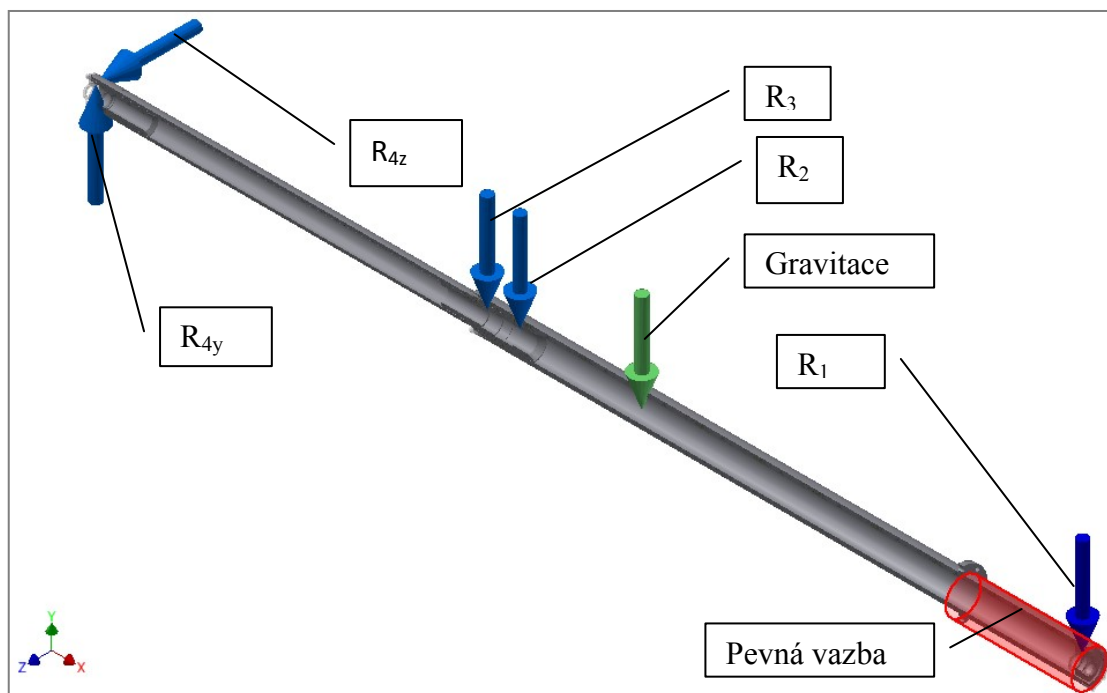
Pevnostní kontrola proběhla úspěšně. Výpočet byl prováděn v programu Autodesk Inventor Profession 2011 – Generátor komponent – spojení perem.

- Další rozměry a informace o výpočtu jsou uvedeny:
  - Příloha č. 8 – Pevnostní kontrola těsného pera

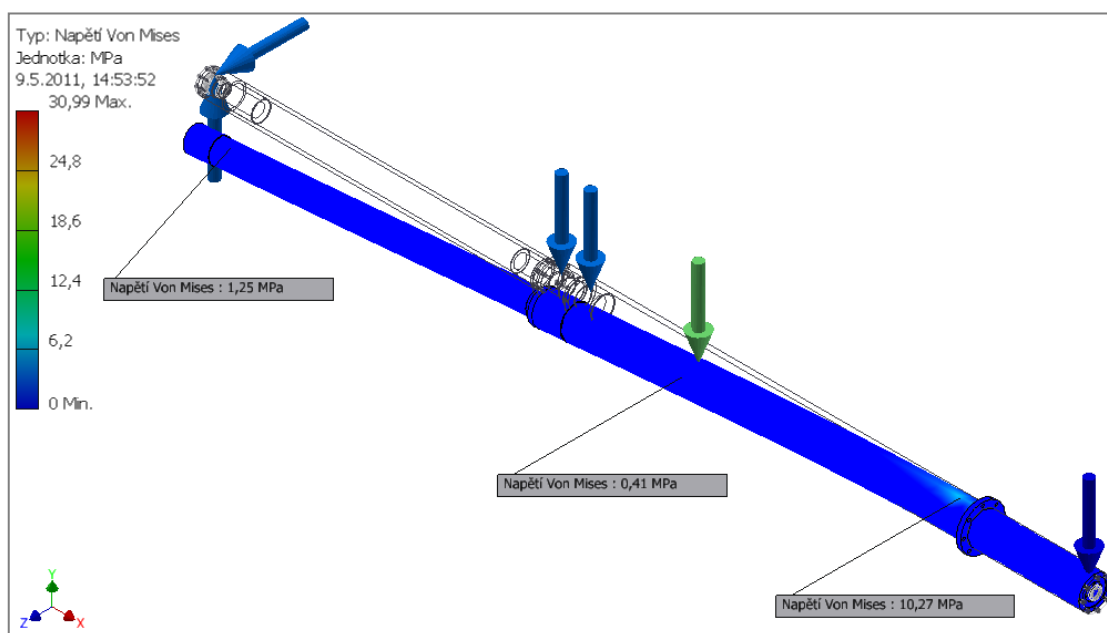
## 11. Analýza nosného ramene pomocí metody konečných prvků (MKP)

MKP je numerická metoda sloužící k simulaci průběhu napětí, deformací, atp. na vytvořeném modelu.

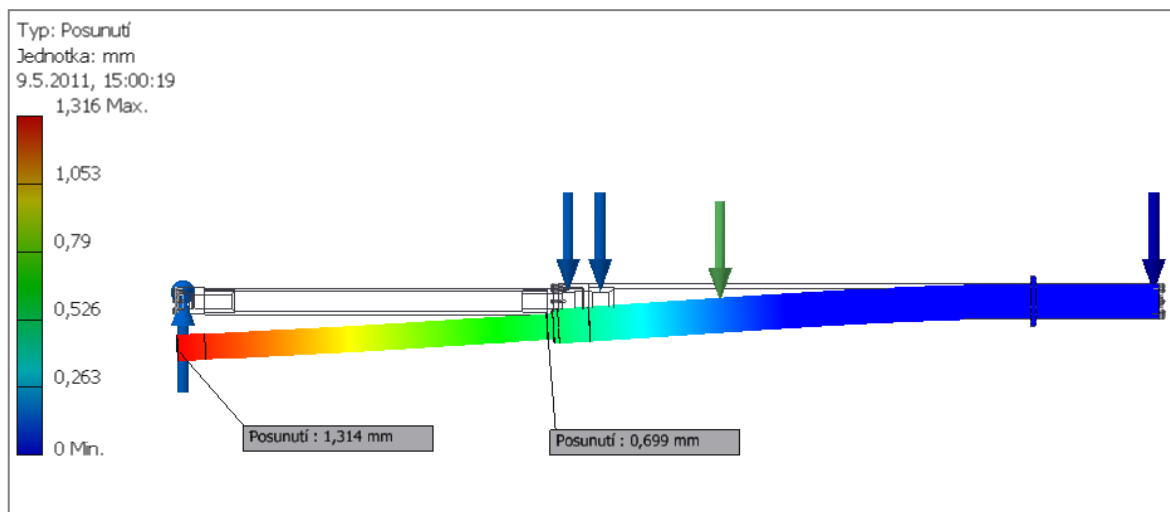
### 11.1 Bruska při broušení



Obr. 33 Okrajové podmínky (při broušení) [52]



Obr. 34 Redukované napětí Von Mises při broušení [52]



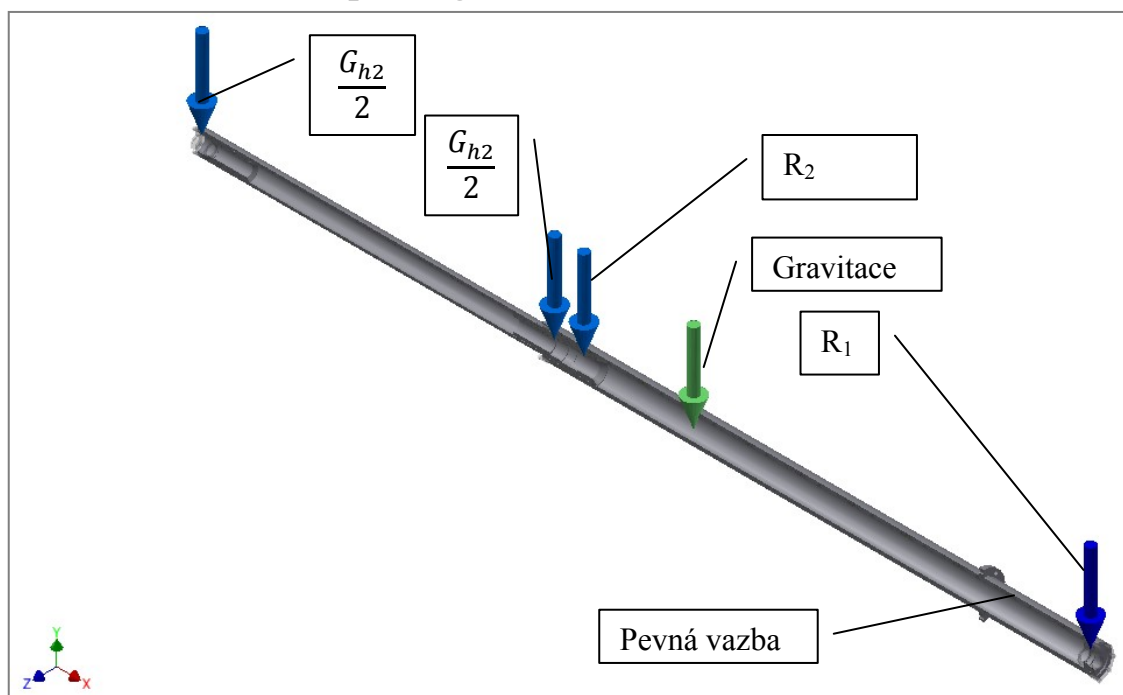
Obr. 35 Deformace ramene při broušení [52]

Nosné rameno brusky je při broušení nadzvedáváno, a proto průhyb ramene je menší při broušení, než když je bruska v klidu.

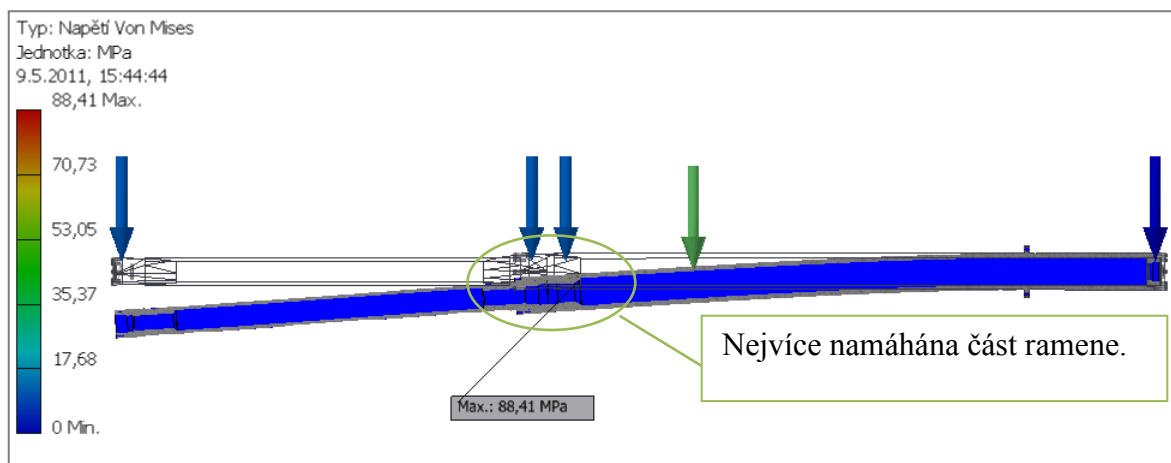
$$G_{h2} = m_{h2} \cdot g \quad (31) \quad [35]$$

$$G_{h2} = 16,266 \cdot 9,81 = 78,785 \text{ [N]} \quad (32)$$

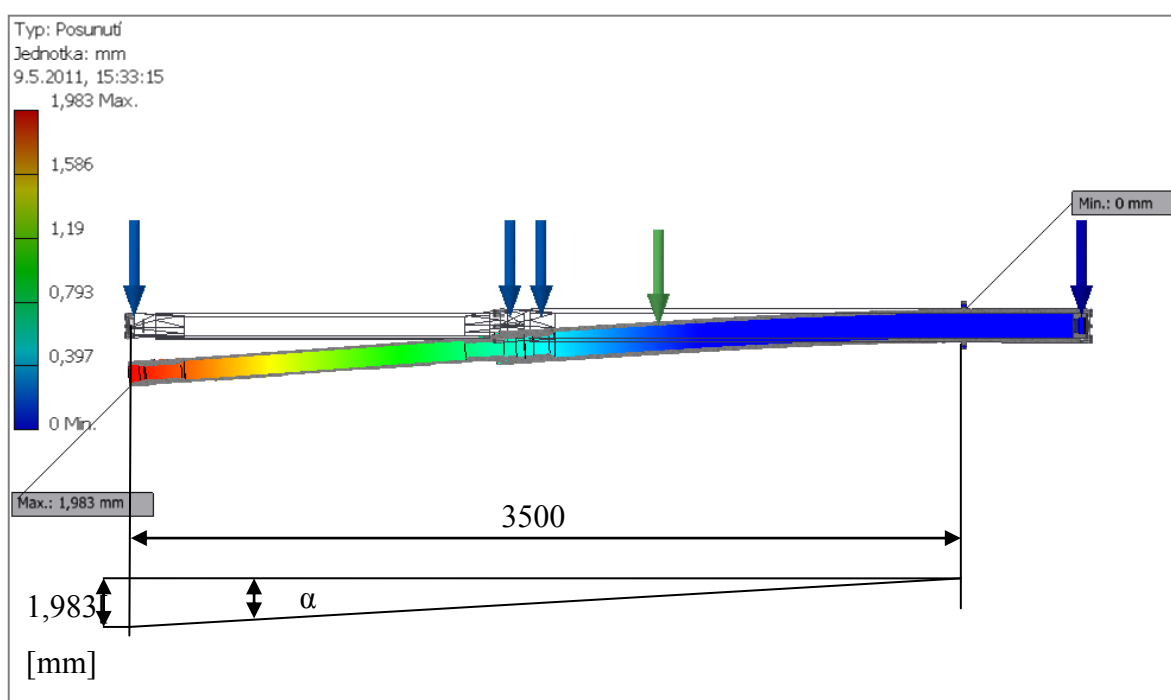
## 11.2 Bruska zatížená pouze gravitací



Obr. 36 Okrajové podmínky (bruska v klidu) [52]



Obr. 37 Redukované napětí dle Von- Mises (bruska v klidu) [52]



Obr. 38 Deformace nosného ramene (bruska v klidu) [52]

Výsledky znázorňují redukované napětí (Von-Misses) a deformace. Největší napětí je ve střední části brusky. Největší deformace je na konci brusky, kde deformace dosahuje 1,983 mm.

Úhel naklopení ramene:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1,983}{3500} \quad (33) \quad [35]$$

$$\alpha = \arctg \frac{1,983}{3500} = 0,033 [^\circ] \quad (34)$$

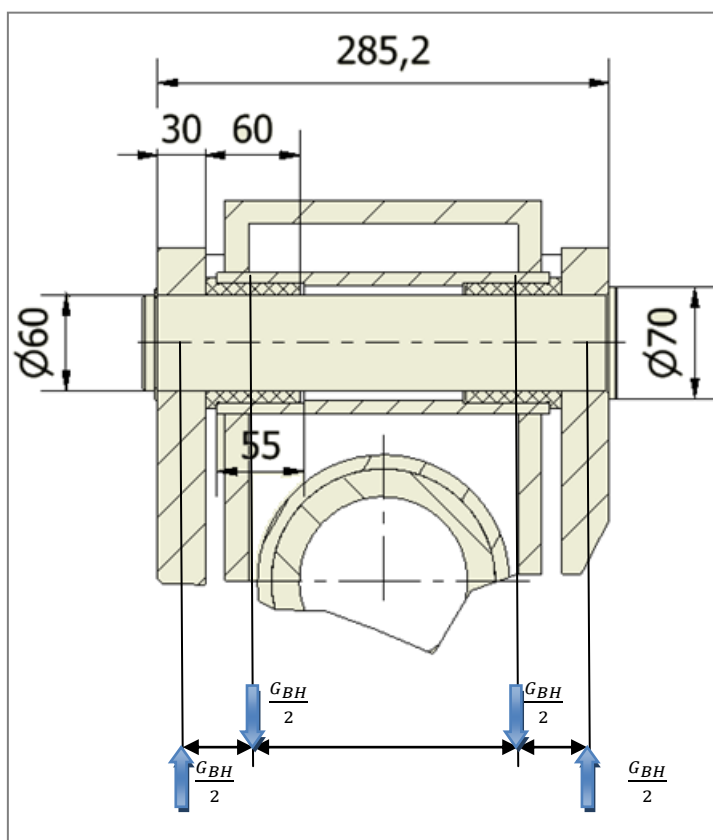
Statická analýza byla prováděna v programu Autodesk Inventor Professional 2011.

## 12. Pevnostní kontrola nosného čepu horní části brusky (pohonu brusky)

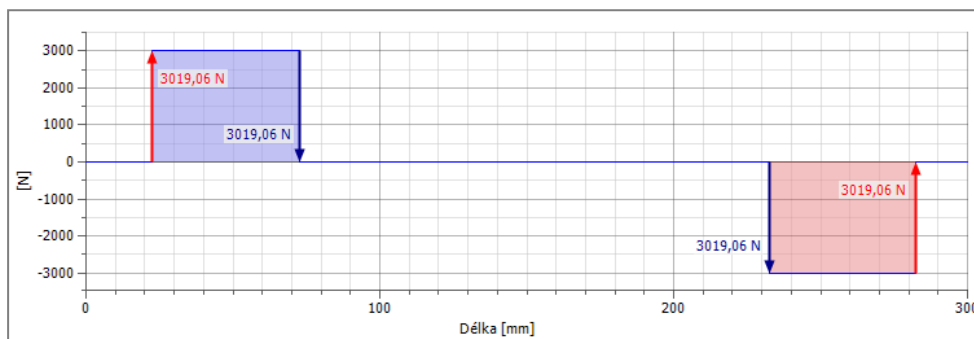
Pevnostní analýza nosného čepu horní části brusky byla prováděna ve výpočtovém programu Autodesk Inventor Professional 2011 – Generátor Hřídele.

Pro výpočet použijeme již spočítanou tíhu horní části brusky (vzorec 26), která je

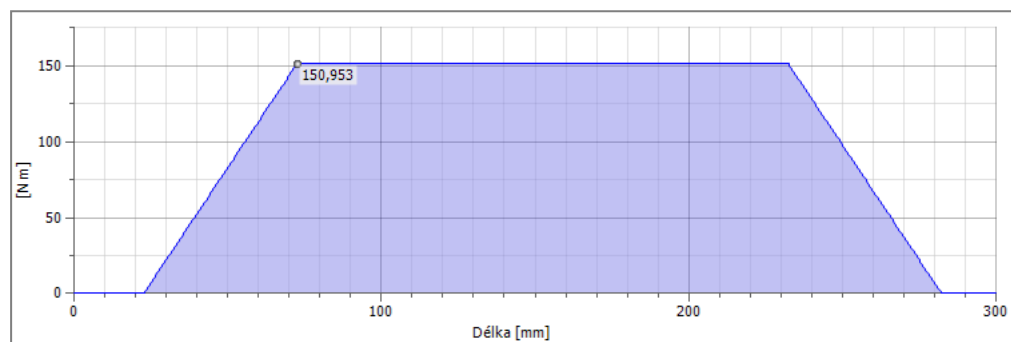
$$G_{BH} = 6038,124[N]$$



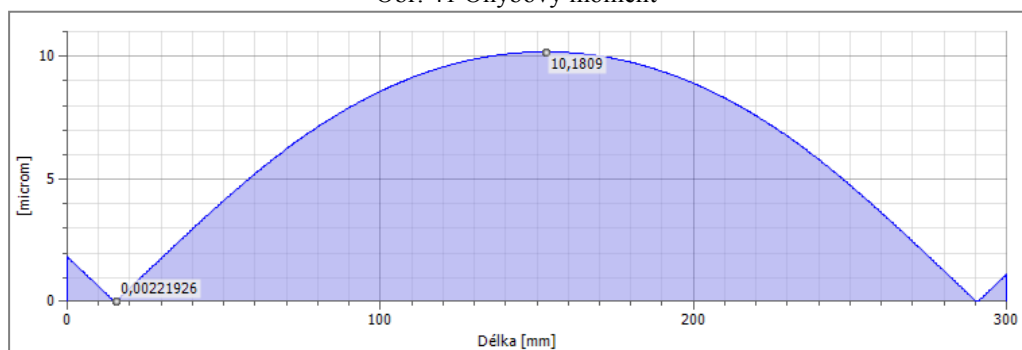
Obr. 39 Nosný čep zatížený váhou horní části brusky[52]



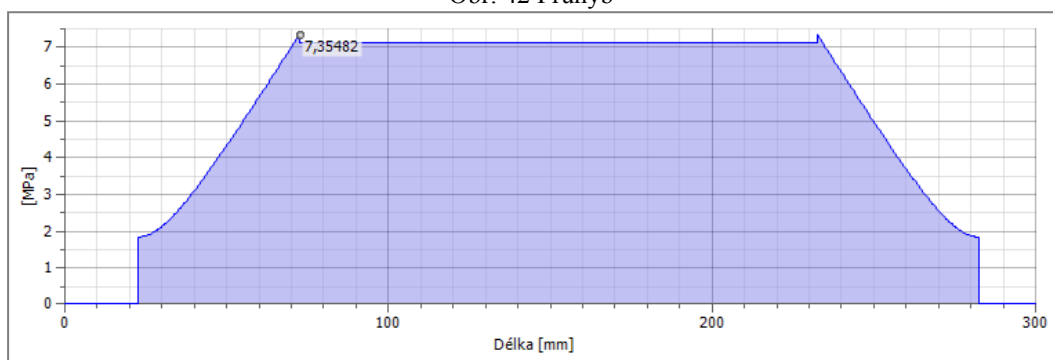
Obr. 40 Smyková síla



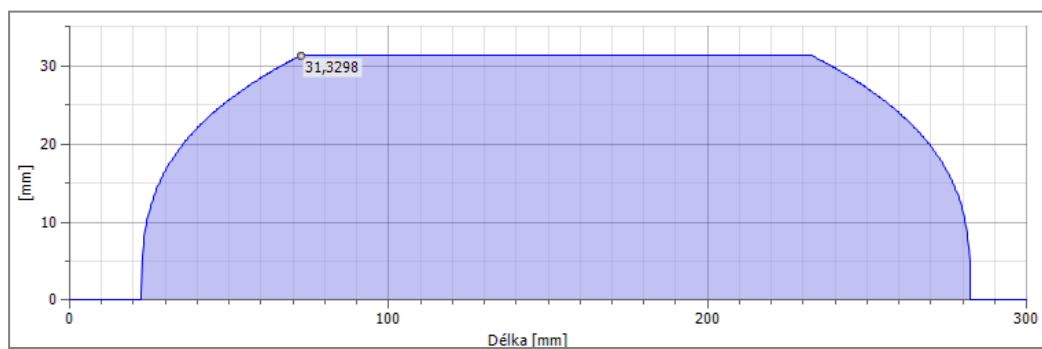
Obr. 41 Ohybový moment



Obr. 42 Průhyb



Obr. 43 Redukované napětí



Obr. 44 Ideální průměr

Z grafů je patrné, že hřídel má dostatečné rozměry pro přenos sil.


### **13. Návrh pojezdu brusky**

Navržený pojezd brusky musí být použitelný pro daný pohon, funkční, bezpečný, spolehlivý, konkurenceschopný, výrobitelný a prodejný.

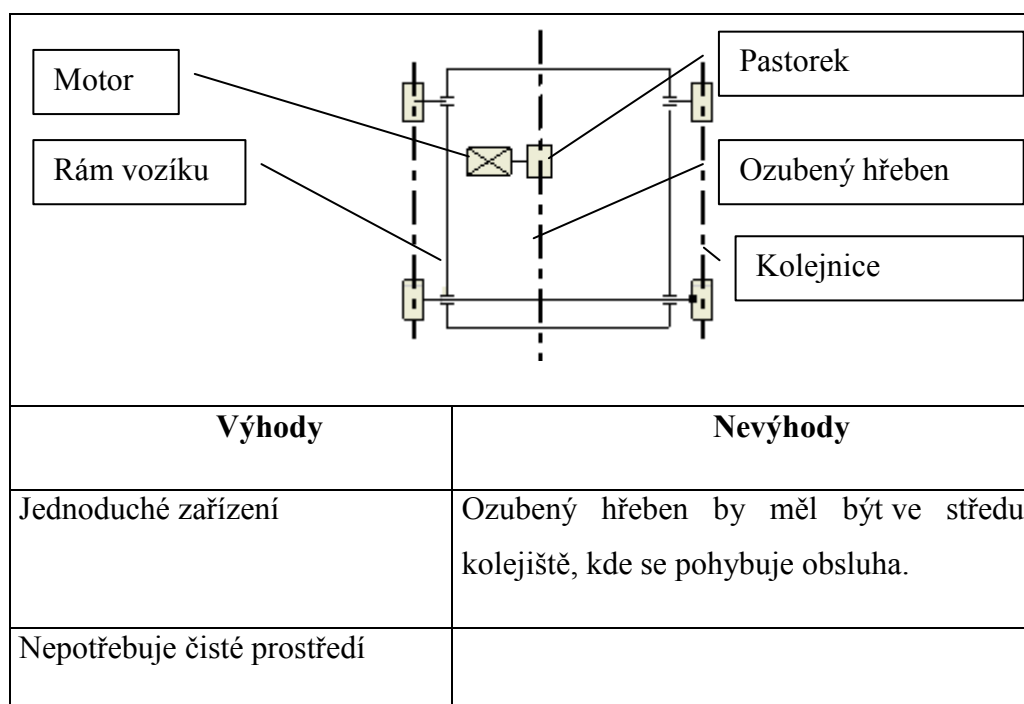
#### **13.1 Volba pojezdového ústrojí brusky**

Pojezdové ústrojí má za úkol přenést horní část brusky do vzdálenosti 3500 [mm].

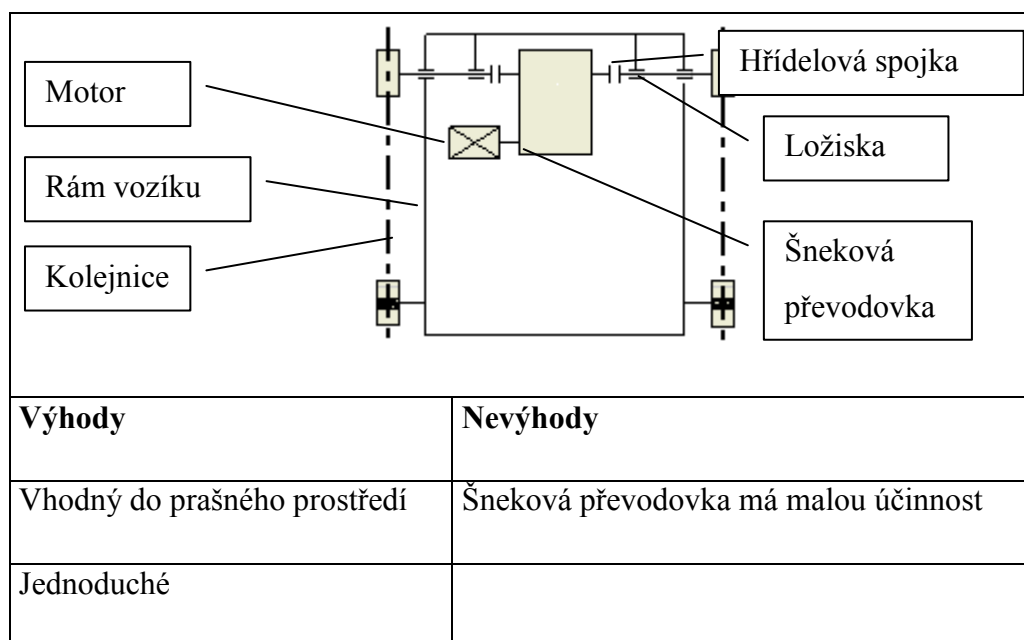
Varianta a – rám vozíku připevněný na lineárním vedení

	
<b>Výhody</b>	<b>Nevýhody</b>
Velmi přesné	Drahé
Využívá se v moderních obráběcích centrech	Lineární kolejnice musí být stále čistá (v čistém prostředí)
	Pro náš způsob broušení a typ brusky je to zbytečně přesný a drahý způsob pojezdu

- Varianta b – pojezd pomoci ozubeného kola a ozubeného hřebene



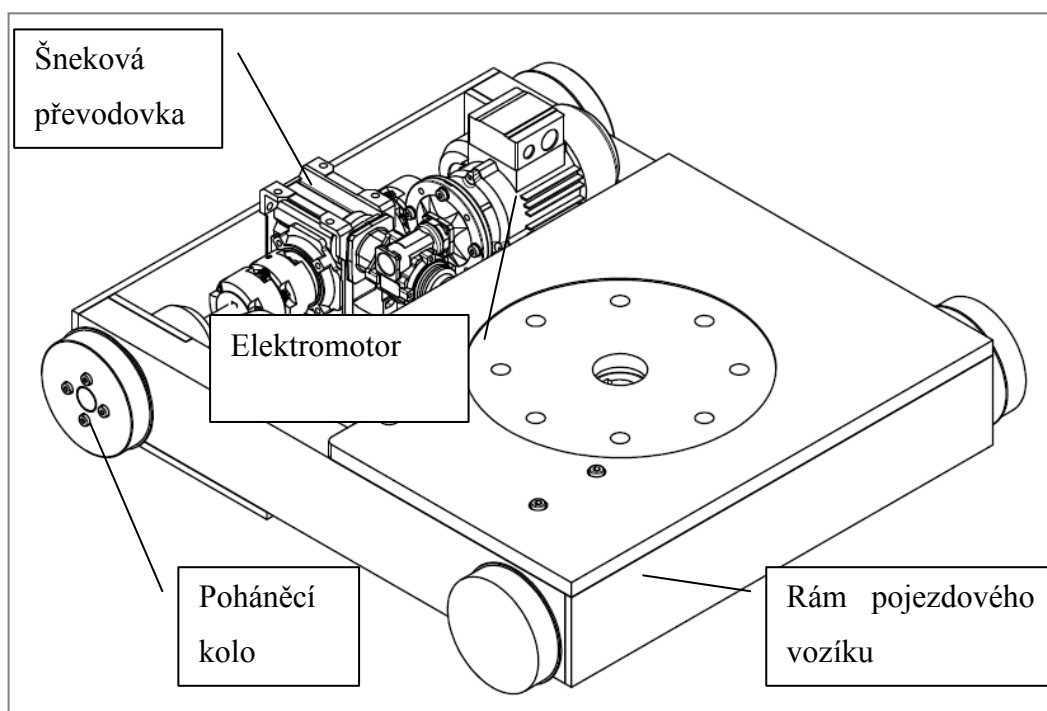
- Varianta c – pojezd po kolejnici s kolem poháněným přes převodovku





### 13.2 Koncová volba varianty

Po zhodnocení všech kladů a záporů jsem zvolil variantu c – pojezd po kolejnici s kolem poháněným přes převodovku



Obr. 45 Axonometrický pohled na zkonstruované pojízďecí ústrojí

#### **14. Stanovení celkového jízdního odporu $W$ pojížděcího ústrojí brusky**

$$W' = \frac{j \cdot m_b \cdot g}{D_{pk}} \cdot (e + f_c \cdot r_c) \cdot \kappa \quad [N] \quad (35) \quad [47]$$

$$W' = \frac{4 \cdot 946,042 \cdot 9,81}{140} \cdot (0,7 + 0,02 \cdot 45) \cdot 2 = 848,52[N] \quad (36)$$

Kde  $m_b$  – hmotnost celé brusky odečtena z modelu (viz Příloha č. 10 – Model brusky se zobrazenou hmotností zařízení)

Pro stanovení celkového jízdního odporu zahrnuji i axiální sílu  $F_x$ , která vzniká při broušení.

$$F_x = \frac{F_c}{3} = \frac{233,85}{3} = 81,616 \quad (37) \quad [43]$$

Celkový jízdní odpor:

$$W = W' + F_x \quad (38) \quad [47]$$

$$W = 848,52 + 81,615 = 930,135[N] \quad (39)$$

## **14.1 Stanovení výkonu, volba elektromotoru a převodovky pojezdu**

Potřebný výkon k překonání pojezdových a brusných odporů

$$P' = \frac{W \cdot v_p}{\eta_p} [W] \quad (40) \quad [47]$$

$$P' = \frac{930,135 \cdot 2}{60 \cdot 0,3} = 103,35 [W] \quad (41)$$

### **14.1.1 Volba elektromotoru pojezdového ústrojí**

Pro pohon pojezdového ústrojí brusky volím čtyř pólový elektromotor Siemens 1LA7-060-4AC se jmenovitým výkonem 0,12 [kW] se jmenovitými otáčkami 1350 [ot/min]

- Rozměry a další informace k motoru jsou zobrazeny v:
  - Příloha č. 9 – Čtyřpólové elektromotory Siemens

### **14.1.2 Volba převodovky**

Jako vhodnou převodovku pro pojezd pojezdového ústrojí volím šnekovou převodovku KCX s převodovým poměrem  $i = 300 [-]$

- Základní rozměry a další informace jsou uvedeny v:
  - Příloha č. 12 – Šneková převodovka

## **14.2 Pojezdové kolo**

Jako vhodný průměr pojízďecího kola volím:  $D_{pk} = 140 [mm]$

Obvod pojízďecího kola vozíku brusky

$$O_{pk} = \pi \cdot D_{pk} [mm] \quad (42) \quad [35]$$

$$O_{pk} = \pi \cdot 140 = 439,8 [mm] \quad (43)$$

Délka trati:  $l = 4000 [mm]$

Počet otáček pojízďecího kola brusky od horní úvrati do dolní úvrati

$$n' = \frac{l}{O_{pk}} = \frac{4000}{439,8} = 9,1 [ot] \quad (44) \quad [35]$$

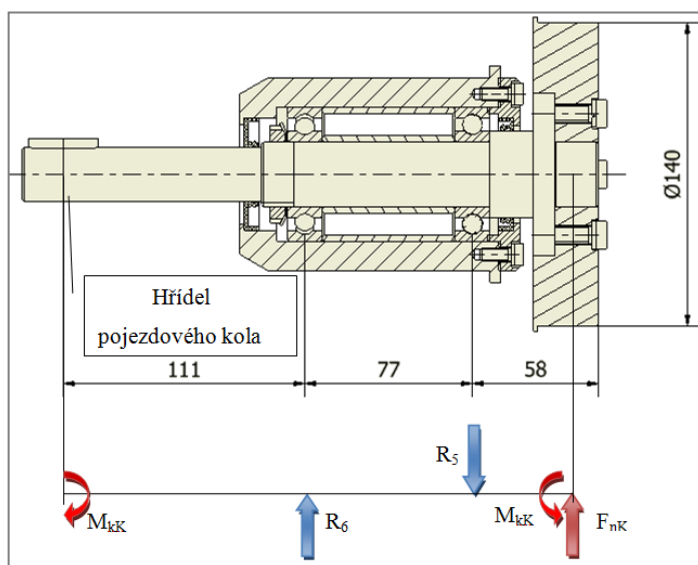
### 14.2.1 Pevnostní analýza hřídele pojezdového kola

Pevnostní analýza hřídele pojezdového kola byly prováděny ve výpočtovém programu Autodesk Inventor Professional 2011 – Generátor Hřídele. Vypočítané reakce jsme použili při kontrole životnosti ložisek.

Síla připadající na jedno pojezdové kolo:

$$F_{Nk} = \frac{m_b \cdot g}{4} [N] \quad (45) \quad [35]$$

$$F_{Nk} = \frac{946,042 \cdot 9,81}{4} = 2320,17 [N] \quad (46)$$



Obr. 46 Pojízďecí kolo s poháněnou hřídelí

Hřídel pojezdového kola		
Délka	L	265 [mm]
Hmotnost	m	1,664 [kg]
Maximální napětí v ohybu	$\sigma_B$	30,635 [MPa]
Maximální smykové napětí	$\tau_s$	3,282 [MPa]
Maximální napětí v krutu	$\tau$	38,462 [MPa]
Maximální redukované napětí	$\sigma_{red}$	66,618 [MPa]
Maximální průhyb	$f_{max}$	0,023 [mm]
Úhel zkroucení	$\phi$	0,30 [°]
Reakční síla v pevné podpoře	$R_5$	3402,916 [N]
Reakční síla ve volné podpoře	$R_6$	1082,746 [N]

Tab. 7 Výsledky spočítané výpočtovým programem

### **14.2.2 Kontrola životnosti ložisek**

Jako vhodné ložisko navrhuji kuličkové ložisko s těsněním SKF 62206 2RS1. Výhodou těchto ložisek je, že nevyžadují žádnou údržbu během celé své životnosti.

Ložisko je mírně předimenzováno (důvodem jsou nízké otáčky kola)

- Základní rozměry zvoleného kuličkového ložiska s těsněním SKF 62206 2RS1 jsou uvedeny v:
  - Příloha č. 14 – Jednořadá kuličková ložiska s těsněním

### **14.2.3 Pevnostní kontrola těsného pera**

Výpočet jsem prováděl v programu Autodesk Inventor Professional 2011 – spojení perem. Výpočet skončil úspěšně.

- Další informace o výpočtu těsného pera:
  - Příloha č. 16 – Pevnostní kontrola těsného pera

### **14.3 Volba hřídelové spojky**

Jako vhodnou hřídelovou spojku pro spojení šnekové převodovky s hřídelí pojezdového kola volím spojku firmy Mayr. Typ ROBA – DS – 950.000 velikost 16.

- Další informace o této hřídelové spojnici:
  - Příloha č. 17 – Hřídelová spojka Mayr – Roba – DS – velikost 16

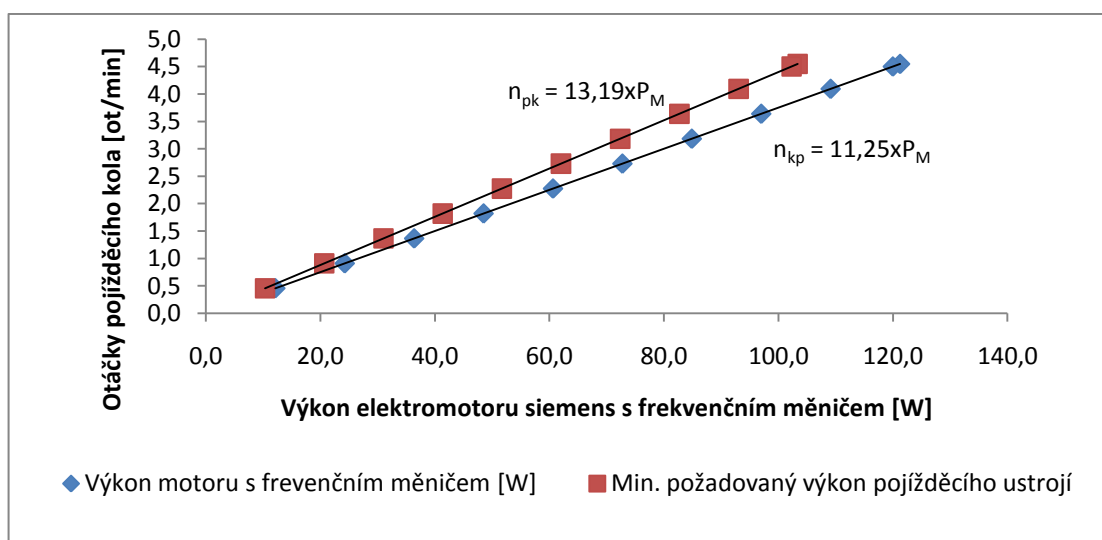
## 14.4 Volba frekvenčního měniče

K plynulé změně otáček motoru pojízdkového ústrojí bude docházet pomocí dalšího frekvenčního měniče firmy Siemens. O řadu menšího než u pohonu brusného kotouče. Micromaster 420.6SE6420-2AD27-5CA1. Závislost výkonu na otáčkách při pojezdu brusky je taky lineární, tj. při poklesu otáček lineárně klesne i výkon elektromotoru a krouticí moment se udržuje na konstantní hodnotě i při změně otáček.

Výkon motoru s frekvenčním měničem [W]	Otáčky motoru [ot/min]	Převodový poměr převodovky [-]	Otáčky kola [ot/min]	Požadovaná rychlost vozíku ( $D_{ko}=0,14m$ ) [m/min]	Požadovaný výkon na překonání pojízdkových odporů [W]
121,3	1364,2	300,0	4,5	2,0	103,4
120,0	1350,0		4,5	2,0	102,3
109,1	1227,8		4,1	1,8	93,0
97,0	1091,3		3,6	1,6	82,7
84,9	954,9		3,2	1,4	72,4
72,8	818,5		2,7	1,2	62,0
60,6	682,1		2,3	1,0	51,7
48,5	545,7		1,8	0,8	41,3
36,4	409,3		1,4	0,6	31,0
24,3	272,8		0,9	0,4	20,7
12,1	136,4		0,5	0,2	10,3

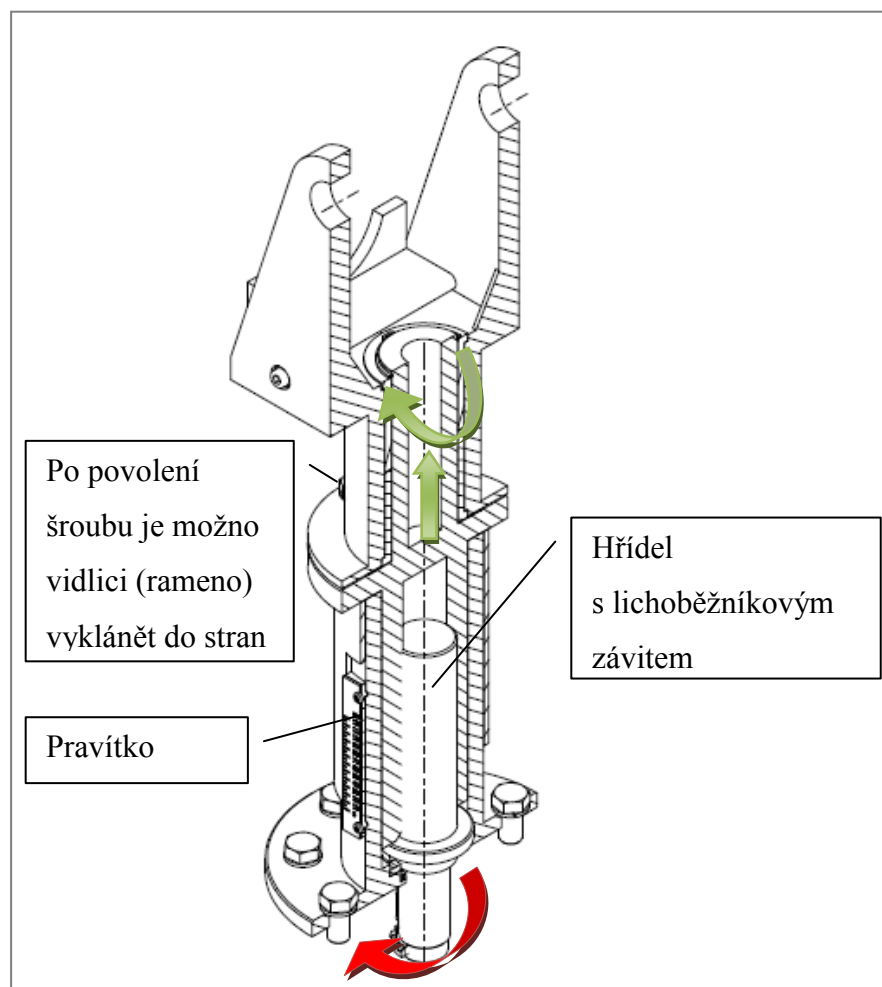
Tab. 8 Výkon potřebný k překonání pojízdkových odporů

Z výsledných grafů, je patrné, že navržený motor je schopen překonat všechny pojízdkové odpory při požadovaných rychlostech brusky.



Graf. 20 Výkonová charakteristika motoru v závislosti na otáčkách pojízdkového kola

## 15. Prostorově výkyvná a výškově nastavitelná vidlice



Obr. 47 Axonometrický pohled v řezu na výškově a prostorově nastavitelnou vidlici

Na hřídel zdvihu volím lichoběžníkový rovnoramenný jednochodý závit:

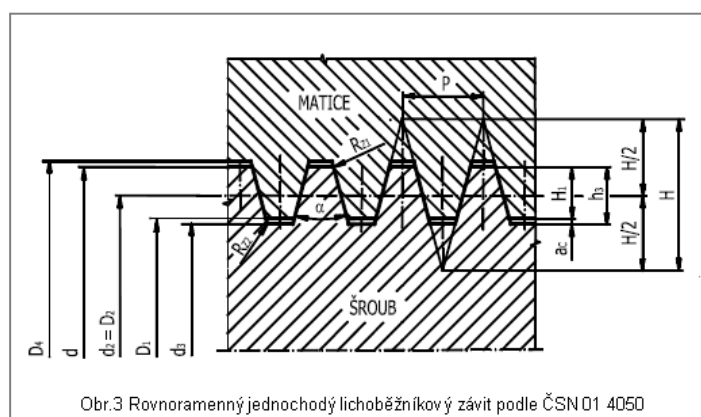
Tr 70×4 s těmito základními rozměry:

$$d = 70 \text{ [mm]}$$

$$d_2 = D_2 = 68 \text{ [mm]}$$

$$d_3 = 65,5 \text{ [mm]}$$

$$d_1 = 66 \text{ [mm]}$$



Obr. 3 Rovnoramenný jednochodý lichoběžníkový závit podle ČSN 01 4050

Obr. 48 Rovnoramenný jednochodý lichoběžníkový závit podle ČSN 01 4050 [51]

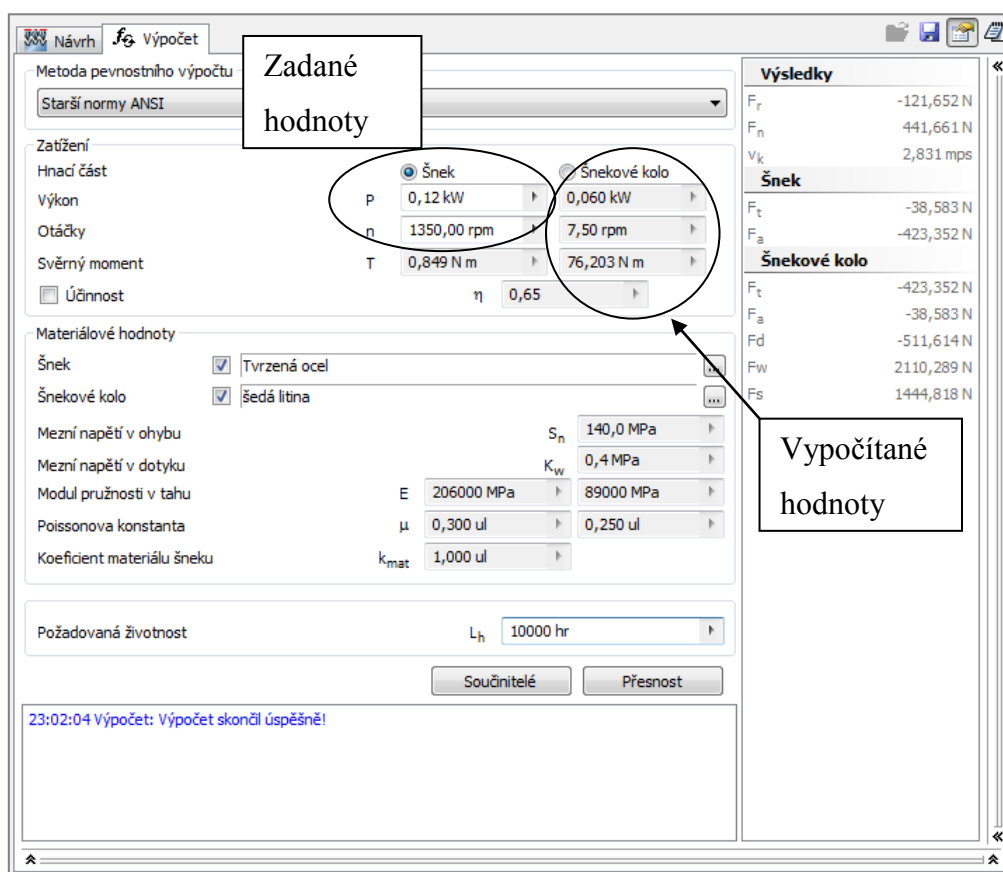
## 15.1 Volba elektromotoru zdvihového ústrojí

Pro pohon zdvihového ústrojí brusky volím čtyř pólový elektromotor Siemens 1LA7-060-4AC se jmenovitým výkonem 0,12 [kW] se jmenovitými otáčkami 1350 [ot/min]. Jedná se o stejný motor, jak u pojezdového ústrojí, ale je bez příruby.

- Rozměry a další informace k motoru jsou zobrazeny v:
  - Příloha č. 9 – Čtyřpólové elektromotory Siemens

## 15.2 Volba převodovky zdvihového ústrojí

Z důvodu stísněných rozměrů se mi nepovedlo najít vhodnou převodovku k pohonu šroubu, proto navrhuji pomoci programu Autodesk Inventor Professional šnekové soukolí.



Obr. 49 Výpočet šnekového soukolí

- Základní rozměry a další informace jsou uvedeny v:
  - Příloha č. 13 – Pevnostní analýza šnekového soukolí



### 15.3 Kontrola závitu zdvihového ústrojí

- osová síla na šroub:

$$F_0 = m_{bz} \cdot g [N] \quad (47) \quad [51]$$

$$F_0 = 640,23 \cdot 9,81 = 6280,67 [N] \quad (48)$$

$m_{bz}$ ...hmotnost zvedané části brusky (odečtena z výpočtového programu)

- úhel stoupání závitu

$$\gamma = \arctg \frac{p}{\pi \cdot d_2} [^\circ] \quad (49) \quad [51]$$

$$\gamma = \arctg \frac{4}{\pi \cdot 68} = 1,073 [^\circ] \quad (50)$$

- třecí úhel (součinitel tření pro ocel na ocel nemazanou  $f_z = 0,15[-]$ )

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\beta}{2}} [^\circ] \quad (51) \quad [51]$$

$$\varphi' = \arctg \frac{0,15}{\cos \frac{30}{2}} = 8,827 [^\circ] \quad (52)$$

$\gamma \leq \varphi'$ ... navržený šroub je samosvorný.

- Rychlost zdvihu pojížděcího ústrojí:

$$v_z = p \cdot n [\text{mm/min}] \quad (53) \quad [48]$$

$$v_z = 4 \cdot 7,5 = 30 [\text{mm/min}] \quad (54)$$

Kde:

$v_z$  ... rychlost posuvu matice po šroubu

$p$  ... stoupání závitu

$n$  ... otáčky šroubu

Rychlost zdvihu je optimalizována k nastavení požadované výšky zdvihu pouhými tlačítky zapnout a vypnout.

- Potřebný krouticího momentu pro zdvih brusky

$$M'' = F_o \cdot tg(\gamma + \varphi') \cdot d_2 [N \cdot m] \quad (55) \quad [51]$$

$$M'' = 6280,67 \cdot tg(1,073 + 8,827) \cdot 0,068 = 74,54 [N \cdot m] \quad (56)$$

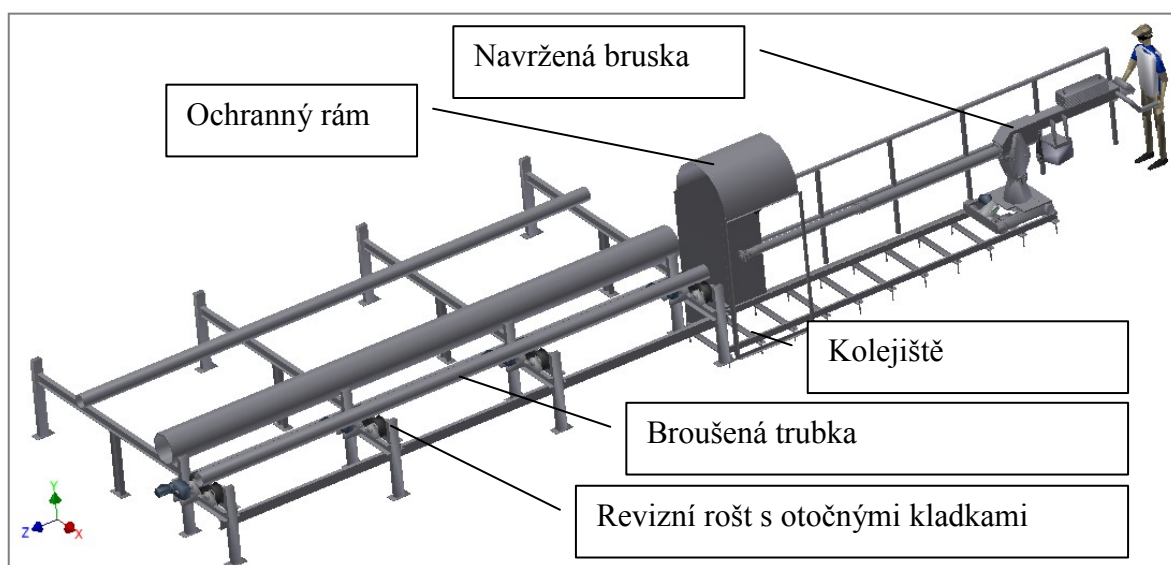
Moment vytvořený šnekovou převodovkou 76,203 [N·m] je větší než moment potřebný ke zdvihu. Pohon je dostatečně naddimenzovaný.

#### 15.4 Zajištění krajních poloh zdvihu i pojezdu brusky

Krajní polohy požadovaného zdvihu, budeme zajišťovat elektrickým vypínáním elektromotoru pomocí koncových spínačů.

- Další informace o koncových spínačích:
  - Příloha č. 11 – Koncový spínač

#### 15.5 Axonometrický pohled na navržené zařízení



Obr. 50 Axonometrický pohled na navržené zařízení

## **16. Závěr**

Cílem této diplomové práce bylo provést projekčně - konstrukční návrh brusky k broušení vnitřních průměrů trubek (na vzdálenost 3500 mm o minimálním vnitřním průměru trubky 165mm), včetně variantního řešení s detailním konstrukčním propracováním pohonu brusného kotouče a vybraných konstrukčních uzlů. Zpracoval jsem variantní návrhy zadaných konstrukčních uzlů. Po odborných konzultacích jsem vybral nejvhodnější variantu.

Hlavní funkcí navrhované brusky je odbrousit vnější vady (trhlínky, šupinky) vnitřního průměru trubky a to do takové hloubky, aby v nejužším místě byla stále ve výrobních tolerancích. Navržená bruska je hybridem brusky ruční obvodové a hrotové. Velkou výhodou této brusky je to, že dokáže vybrousit vadu, která je ve vzdálenosti 3500 mm od hrany trubky, tj. po obrácení trubky, můžeme obrousit až 7000 mm trubky a to s vnitřním průměrem trubky 165 mm (viz Obr. 50).

Špičkové obráběcí stroje jsou dnes schopny obrábět materiál s velkou přesností a rychlostí. Stále se zdokonalují materiály, pohonné jednotky, odměřovací systémy a tuhosti nosných rámců obráběcích strojů.

Navržená bruska má menší přesnost než moderní brousící stroje, ale i přes to je ideální pro provoz Válcovny trub a.s. kde se v místě vady odbušují zaválcované šupinky a mikroskopické vnější trhlíny.

Bruska by dosahovala mnohem větších přesností (průhyb nosného ramene při broušení dosahuje až 1,3 milimetrů, viz Obr. 35), kdyby byl minimální průměr broušené trubky mírně větší (alespoň 200 mm), nebo zkrácená délka ramene. Zkoušel jsem nahradit kruhový průřez nosného ramene jinými profily (např. válcovaným profilem I, nebo U), ale každý z nich měl v simulaci MKP horší výsledky než zde zobrazené nosné rameno. Po simulaci pomocí MKP bych viděl možné zlepšení tuhosti při prodloužení ložiskových pouzder ramene (kdy se tuhost trubky zvýší další nosnou trubkou)

Hřídel č. 1 má relativně velký průhyb (viz Graf. 5 Průhyb), což při otáčkách 5500 [ot/min] může vytvořit vibrace. Domnívám se, že řešením by bylo zvětšení průměru hřídele a posunutím řemenice blíže k ložiskům. Kmitání vzhledem k rozsahu této práce nebylo řešeno. U hřídele č. 2 jsem původně navrhoval tři ložiska, ale vznikl problém, že ložisko u kotouče přenášelo většinu sil a ložisko u spojky nebylo dostatečně zatížené. Po

pevnostní analýze bych ještě upravil hřídel tak, aby ložisko bylo co nejbližší kotouči (viz. Obr. 27 Rozklad sil na hřídeli č. 2 a v ložiscích 3, 4

Navržený pohon brusného kotouče (Obr. 25) se skládá z motoru o jmenovitém výkonu  $P_M = 7,5$  [kW] (viz Příloha č. 1 – Dvoupólový elektromotor 1LA7 131-2AA), dvou klínových řemenů a řemenic (viz. Příloha č. 2 – Návrh řemenového převodu), dvou hřídelí, čtyř ložisek (viz. Příloha č. 4 – Naklápěcí kuličková ložiska s těsněním), hřídelové spojky (viz Příloha č. 7 – Pružná spojka firmy KTR velikosti 32mm.), čtyř těsných per a tří pojistných hřídelových kroužků. Více informací o pohonu brusného kotouče je k nalezení v příloze výkresové dokumentace. Navržený pohon je vhodný pro tento typ brusky. V případě přetížení je pohon jištěn frekvenčním měničem.

Navržený pohon pojezdu brusky (viz Obr. 45) se skládá z elektromotoru o jmenovitém výkonu  $P_M = 120$  [W] (viz Příloha č. 9 – Čtyřpólové elektromotory Siemens), šnekové převodovky (Příloha č. 12 – Šneková převodovka), dvou spojek (Příloha č. 17 – Hřídelová spojka Mayr – Roba – DS – velikost 16) a čtyřech kuličkových ložiskách (viz. Příloha č. 14 – Jednořadá kuličková ložiska s těsněním) a čtyř těsných per. Více informací o pohonu pojezdu brusky je k nalezení v příloze výkresové dokumentace.

Navržený pohon výškově nastavitelné vidlice brusky (viz. Obr. 45) se skládá z elektromotoru o jmenovitém výkonu  $P_M = 120$  [W] (viz Příloha č. 9 – Čtyřpólové elektromotory Siemens), šnekové převodovky (Příloha č. 15 – Kontrola životnosti ložiska pojezdového kola), z třech ložisek, těsného pera, šroubu s lichoběžníkovým závitem. Více informací o pohonu výškově nastavitelné vidlici je k nalezení v příloze výkresové dokumentace.

Po provedených projekčně-konstrukčních analýzách a návrzích by bruska měla teoreticky být funkční, bezpečná, spolehlivá, použitelná, výrobitelná a prodejná.

## **Seznam literatury**

- [1] Domény, T., Diplomová práce: Analýza vlivu parametrů procesu broušení na integritu obrobené plochy se zaměřením na zbytková napětí, str. 63, VUT Brno 2009
- [2] Brychta, T., Bakalářská práce: Deskripce vnějších brousících strojů, str. 36, VUT Brno 2008
- [3] Urban, J., Bakalářská práce: Nové metody výroby vnějších a vnitřních rotačních tvarových ploch, str. 48, VUT Brno 2010
- [4] Bud'a, V., Bakalářská práce: Dokončovací metody obrábění a jejich místo v moderní výrobě, str. 28, VUT Brno 2009
- [5] Dvořák, L., Diplomová práce: Automatizované technologické pracoviště broušení a leštění vodovodních armatur, str. 75, VUT Brno 2010
- [6] Krčál, P., Bakalářská práce: Deskripce vnitřních a univerzálních brousících strojů, str. 35, VUT Brno 2008,
- [7] Popelka, Z., Bakalářská práce: Řezné kapaliny a jejich využívání při broušení, str. 35, VUT Brno 2009,
- [8] Kuhnel, M., Bakalářská práce: Brousící stroje současné produkce, str. 48, VUT Brno 2009,
- [9] Mangl, P., Diplomová práce, Optimalizace parametrů broušení slinutých karbidů diamantovými kotouči, str. 59, VUT Brno 2009,
- [10] Broušení pomoci stroje s ohebnou hřídelí [online]. 2006, [cit 6.4.2011] Dostupné na WWW: <http://www.address.cz/data/www.rupet.cz/abrasive/files/rupetTT06.pdf>
- [11] Simple food power grinder, [online]. 2006, [cit 6.4.2011] Dostupné na WWW: <http://chestofbooks.com/home-improvement/workshop/Handy-Man/A-Simple-Foot-Power-Grinder.html>,
- [12] A. V. Yakup, V. A. Khramov and M. I. Dyatlov, Internal grinding machine for pipes, [online]. 1969, [cit 6.4.2011] Dostupné na WWW: <http://www.springerlink.com/content/g511415uw165123m>
- [13] [online]. 2011, [cit 6.4.2011] Dostupné na WWW: <http://www.butting-schwedt.com>,
- [14] Deprag, [online]. 2011, [cit 6.4.2011] Dostupné na WWW: <http://www.depragindustrial.com/>, (10.3.2011)
- [15] Vyhledávač patentů, [online]. 2011, [cit 6.4.2011] Dostupné na WWW: <http://www.google.com/patents?id=3kI1AAAAEBAJ&printsec=abstract&zoom=4#v=onepage&q&f=false>

- [16] Informace a foto z Třineckých Železáren, a.s. (provoz VT - Válcovna trub) | Výstavní 1132 | 706 02 Ostrava – Vítkovice
- [17] Měsíčník mechanik [online]. 2011, [cit 6.4.2011] Dostupné na WWW: [http://www.mechanik.media.pl/\\_pdf/2836\\_artykul-2.pdf](http://www.mechanik.media.pl/_pdf/2836_artykul-2.pdf),
- [18] Capital engineering corporation, [online]. 2011, [cit 6.4.2011] Dostupné na WWW: <http://www.spindlesindia.com/grinding-spindles.html>
- [19] Pásová bruska, [online]. 2011, [cit 6.4.2011] Dostupné na WWW: <http://www.topabrasive.cz/cz/sortiment-23-02.asp>,
- [20] Tkadlec, D., Diplomová práce: Návrh dvouosé automatické vidlicové frézovací hlavy osazené elektrovřetem s aplikací pohonů harmonic-drive, str. 88, VUT Brno 2010
- [21] Best - Business,a.s. - výrobce a prodejce brousících nástrojů, [online]. 2011 [cit 6.4.2011] Dostupné na WWW: <http://www.bestb.cz/zasady.php>
- [22] Duncan C., Grinding Machines, [online]. 1996 [cit 6.4.2011] Dostupné na WWW: <http://www.metalwebnews.com/machine-tools/ch5.pdf>
- [23] Bilík, O., Obrábění II: 1.díl – Fyzikálně mechanické zákonitosti procesu obrábění, Ostrava, 1994, str. 138, ISBN 80 – 7078 228 -5
- [24] Brychta, J., Obrábění I – Návod pro cvičení 2. část, Ostrava, 1998, str.120, ISBN 80 7078 -470 -9
- [25] Shigley, E., Mischke, R., Budynas, G., Překlad: Hartl, M., Vlk, M., Konstruování strojních součástí, Vydalo Vysoké učení technické v Brně, Nakladatelství VITIUM, Brno 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
- [26] Specifikace kotoučů, [online]. 2011, [cit 6.4.2011] Dostupné na WWW: <http://www.brusivojimi.com/clanky/znaceni-brusnych-kotoucu/>
- [27] Maslov, J., N., Teorie broušení kovů, STNL- Nakladatelství technické literatury, (z ruského originálu Teorija šlifovanija materialov) r.1979, str.248,
- [28] Katalog VTTZ katalog, [online]. 2010, [cit 6.4.2011] Dostupné na WWW: [http://www.trubky.cz/doc/prod\\_program.pdf](http://www.trubky.cz/doc/prod_program.pdf)
- [29] Inspectors systems, [online]. 2011, [cit 6.4.2011] Dostupné na WWW: [http://www.inspector-systems.com/smallest\\_grinding\\_robot.html](http://www.inspector-systems.com/smallest_grinding_robot.html)
- [30] Firemní literatura Konstrukce Strojíren Třinec a.s., 2010
- [31] Katalog elektromotoru Siemens, [online]. 2011, [cit 6.4.2011] Dostupné na WWW: [http://www.motorgear.cz/userfiles/file/cat\\_k02\\_06\\_2005\\_cz.pdf](http://www.motorgear.cz/userfiles/file/cat_k02_06_2005_cz.pdf)

- [32] Katalog frekvenčních měničů, [online]. 2011, [cit 6.4.2011] Dostupné na WWW:  
[http://www1.siemens.cz/ad/current/index.php?ctxnh=9a3ead7acd&ctxp=doc\\_katalogy](http://www1.siemens.cz/ad/current/index.php?ctxnh=9a3ead7acd&ctxp=doc_katalogy)
- [33] Katalog QuadPowerIII, [online]. 2011, [cit 6.4.2011], Dostupné na WWW:  
<http://www.haberkorn.cz/klinove-remeny>
- [34] Katalog řemenic, [online]. 2011, [cit 6.4.2011], Dostupné na WWW:  
<http://www.haberkorn.cz/files/file/pohonne-systemy/pohony-klinovymi-remeny/klinove-remenice/j17-j21.pdf>
- [35] Leinveber, J., Vávra, P., Strojnické tabulky, Albra – pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2003, ISBN 80 – 86490-74-2, str. 865
- [36] Broušení,[online]. 2011, [cit 6.4.2011], Dostupné na WWW:  
<http://www.sosi.cz/servis-a-opravy-cviceni/brusirna.pdf>
- [37] Spojky, [online]. 2011, [cit 6.4.2011], Dostupné na WWW:  
[http://mechmes.websnadno.cz/dokumenty/pri-str-11.04\\_castistrojuumoznujicipohyb\\_spojky.pdf](http://mechmes.websnadno.cz/dokumenty/pri-str-11.04_castistrojuumoznujicipohyb_spojky.pdf)
- [38] Katalog spojek KTR, [online]. 2011, [cit 6.4.2011], Dostupné na WWW:  
[http://ktr.com/root/img/pool/pdf/produktkataloge/en/en\\_gesamt/ktr\\_kat00ek00.pdf](http://ktr.com/root/img/pool/pdf/produktkataloge/en/en_gesamt/ktr_kat00ek00.pdf)
- [39] Katalog firmy SKF, [online]. 2011, [cit 6.4.2011], Dostupné na WWW:  
[http://www.skf.com/portal/skf\\_cz/home/catalogues?contentId=258974](http://www.skf.com/portal/skf_cz/home/catalogues?contentId=258974)
- [40] Upínání brousících nástrojů, [online]. 2011, [cit 6.4.2011], Dostupné na WWW:  
<http://www.bestb.cz/zasady.php>
- [41] Frekvenční měniče Upínání brousících nástrojů, [online]. 2011, [cit 6.4.2011], Dostupné na WWW: <http://www.trafomot.cz/Article.asp?nArticleID=9&nLanguageID=1>
- [42] Elektrovřeteno Danobat, [online]. 2011, [cit 6.4.2011], Dostupné na WWW:  
[http://www.rcmt.cvut.cz/actions/20100225\\_emo2009/14\\_-\\_vretena\\_a\\_jejich\\_komponenty.pdf](http://www.rcmt.cvut.cz/actions/20100225_emo2009/14_-_vretena_a_jejich_komponenty.pdf)
- [43] Vzorec a mocninné konstanty získané po konzultaci s Ing. Novákem z Univerzity Jana Evangelisty Purkyně v Ústí nad Labem z katedry technologií a materiálového inženýrství
- [44] Konzultace s Ing. Liborem Nejedlým ze specializované firmy na frekvenční měniče Regultech Servis, s.r.o.
- [45] Brusné kotouče, [online]. 2011, [cit 6.4.2011], Dostupné na WWW:  
<http://www.hardman.cz/sortiment/brusivo.pdf>

[46] Koncové spínače, [online]. 2011, [cit 6.4.2011], Dostupné na WWW: [http://industrial.omron.cz/cs/products/catalogue/switching\\_components/limit\\_switches/standard\\_switches/wl/default.html](http://industrial.omron.cz/cs/products/catalogue/switching_components/limit_switches/standard_switches/wl/default.html)

[47] Martínek, P.: Transportní zařízení (řešené příklady), skripta VŠB-TUO 1993, 109s. ISBN 80-7078-165-3.

[48] Wiselka, M., Bakalářská práce: Rekonstrukce hydraulického pohonu suportu brusky B 600 na pohon mechanický, VŠB-TUO, 2009, 71s.,

[49] Hřidelové spojky, [online]. 2011, [cit 6.4.2011], Dostupné na WWW: <http://www.bmcbaltas.cz/cz/c27:26-mayr>

[50] Šnekové převodovky, [online]. 2011, [cit 6.4.2011], Dostupné na WWW: <http://www.motorgear.cz/prevodovky-slozene-snekove-xx-xk-kk>

[51] Výpočet ručního šroubového zvedáku, K. Kaláb, [online]. 2011, [cit 6.4.2011], Dostupné na WWW: <http://homel.vsb.cz/~vra130/programy/c1.pdf>

[52] Vlastní obrázky vytvořený pomocí výpočetní techniky.



## **17. Seznam příloh**

Příloha č. 1 – Dvoupólový elektromotor 1LA7 131-2AA

Příloha č. 2 – Návrh řemenového převodu

Příloha č. 3 – Pojistné matice KMK

Příloha č. 4 – Naklápěcí kuličková ložiska s těsněním

Příloha č. 5 – Kontrolní výpočet ložiska č. 1

Příloha č. 6 – Kontrolní výpočet ložiska č. 4

Příloha č. 7 – Pružná spojka firmy KTR velikosti 32mm.

Příloha č. 8 – Pevnostní kontrola těsného pera

Příloha č. 9 – Čtyřpólové elektromotory Siemens

Příloha č. 10 – Model brusky se zobrazenou hmotností zařízení

Příloha č. 11 – Koncový spínač

Příloha č. 12 – Šneková převodovka

Příloha č. 13 – Pevnostní analýza šnekového soukolí

Příloha č. 14 – Jednořadá kuličková ložiska s těsněním

Příloha č. 15 – Kontrola životnosti ložiska pojezdového kola

Příloha č. 16 – Pevnostní kontrola těsného pera

Příloha č. 17 – Hřídelová spojka Mayr – Roba – DS – velikost 16

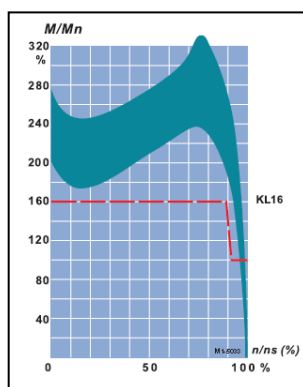
Příloha č. 18 – Výkresová dokumentace A0 – DPV1

Příloha č. 19 – Výkresová dokumentace A0 – DPV2

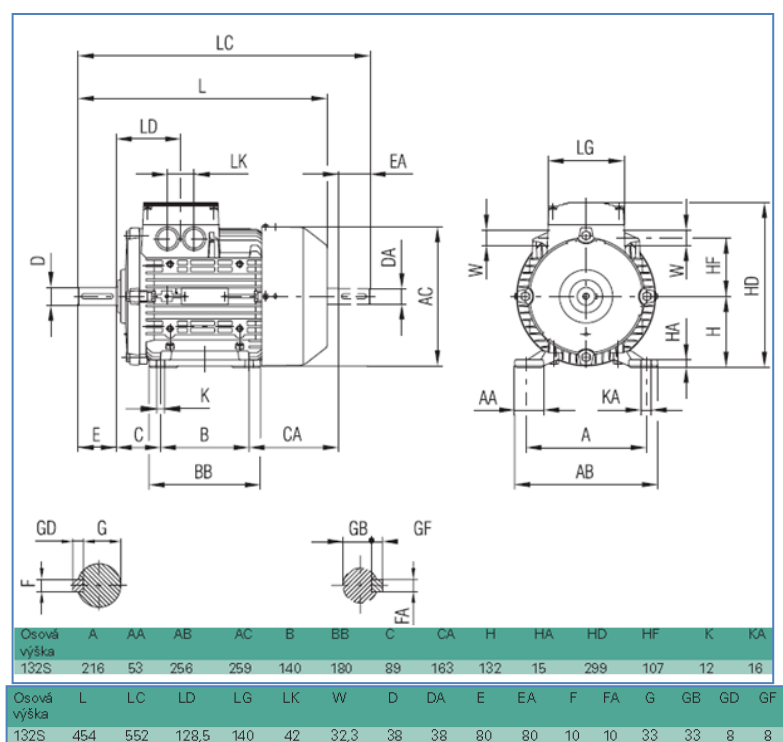
## 17.1 Příloha č. 1 – Dvoupólový elektromotor 1LA7 131-2AA

Jmen. výkon	Velikost	Objednací číslo	Otáčky	Parametry při jmenovitém výkonu				Poměrný záběrný moment Mz / Mn při přímém spouštění	Poměrný záběrný proud Ik / In	Poměrný moment zvratu Mmax / Mn	Momen- tová třída	Momen- tová charak- teris- tika Diagram č.	Moment setrvač- nosti J	Hmot- nost	
				Označení pro napětí a tvar viz tabulka níže	Účinnost η 100% 75%	Účinek cos φ	Jmenovitý proud při 400 V								Jmenovitý moment
2-pól, 3000 min <sup>-1</sup> , 50Hz				min <sup>-1</sup>	%	%	A	Nm	-	-	-	KL	(str. 15)	kg m <sup>2</sup>	kg
7,5	132S	1LA7 131-2AA..	2930	88	88	0,89	13,8	24,4	2,3	6,9	3,0	16	2	0,021	48,5

Tab. 9 Parametry motoru 1LA7 131-2AA [31]




Graf. 21 Momentové pásma elektromotoru 1LA7 131-2AA [31]




Obr. 51 Rozměry elektromotoru 1LA7 131-2AA [31]

## 17.2 Příloha č. 2 – Návrh řemenového převodu

 <b>Návrh řemenového převodu - Details pohonu</b> Design Flex® Pro by the Gates Corporation																																																			
<b>Navrženo pro:</b> Ivan Sliž <b>Zajišťuje:</b> Jindřich Kašný Haberkorn Ulmer s.r.o. Generála Vlachého 305 Mokré Lazce, Moravskoslezský kraj 74762 Česká republika jindrich.kasny@haberkorn.cz 553757126 Telefon																																																			
<b>Aplikace:</b> bruska																																																			
<b>VSTUP</b> <table border="0" style="width: 100%;"> <tr> <td colspan="2"><b>Info. o pohonu</b></td> <td><b>Hnací</b></td> <td><b>Hnaný</b></td> </tr> <tr> <td>Znamý řemen:</td> <td>QuadPower III - XPZ912</td> <td>118 mm Refer.</td> <td>63 mm Refer.</td> </tr> <tr> <td>Poměr otáček:</td> <td>1,87 Do rychla</td> <td>2930,0</td> <td>5487,9</td> </tr> <tr> <td>Výkon motoru:</td> <td>7,5 kW</td> <td>33 m/s</td> <td>33 m/s</td> </tr> <tr> <td>Provozní faktor:</td> <td>1,3</td> <td colspan="2"></td> </tr> <tr> <td>Konstr. výkon:</td> <td>9,75 kW (25000 h)</td> <td colspan="2">Kontrolovaná pouzdra: Taper-Lock, Bez provedení s min dírou</td> </tr> <tr> <td>Středová vzdálenost:</td> <td>312,6 mm</td> <td colspan="2">Kontrolované řemeny: QuadPower III</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td colspan="2">Jednotlivě řemeny, PowerBand, Electric Motor</td> </tr> </table>		<b>Info. o pohonu</b>		<b>Hnací</b>	<b>Hnaný</b>	Znamý řemen:	QuadPower III - XPZ912	118 mm Refer.	63 mm Refer.	Poměr otáček:	1,87 Do rychla	2930,0	5487,9	Výkon motoru:	7,5 kW	33 m/s	33 m/s	Provozní faktor:	1,3			Konstr. výkon:	9,75 kW (25000 h)	Kontrolovaná pouzdra: Taper-Lock, Bez provedení s min dírou		Středová vzdálenost:	312,6 mm	Kontrolované řemeny: QuadPower III				Jednotlivě řemeny, PowerBand, Electric Motor																			
<b>Info. o pohonu</b>		<b>Hnací</b>	<b>Hnaný</b>																																																
Znamý řemen:	QuadPower III - XPZ912	118 mm Refer.	63 mm Refer.																																																
Poměr otáček:	1,87 Do rychla	2930,0	5487,9																																																
Výkon motoru:	7,5 kW	33 m/s	33 m/s																																																
Provozní faktor:	1,3																																																		
Konstr. výkon:	9,75 kW (25000 h)	Kontrolovaná pouzdra: Taper-Lock, Bez provedení s min dírou																																																	
Středová vzdálenost:	312,6 mm	Kontrolované řemeny: QuadPower III																																																	
		Jednotlivě řemeny, PowerBand, Electric Motor																																																	
<b>ZVOLENÝ POHON</b> <table border="0" style="width: 100%;"> <tr> <td>Typ řemene:</td> <td><b>QuadPower III - XPZ</b></td> <td><b>Řemen</b></td> <td><b>Hnací</b></td> <td><b>Hnaný</b></td> </tr> <tr> <td>Poměr otáček:</td> <td><b>1,87 Do rychla</b></td> <td>Díl č.:</td> <td>2-XPZ912</td> <td>2SPZ118TB</td> </tr> <tr> <td>Rychlost hnaná:</td> <td><b>5487,9</b></td> <td>Produkt č.:</td> <td>9633-00912</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Nominální výkon:</td> <td><b>9,65 kW</b></td> <td>Horní šířka:</td> <td>--</td> <td>27,11 mm</td> </tr> <tr> <td>Na hřídel:</td> <td><b>645 N</b></td> <td>Hmotnost:</td> <td>108 g</td> <td>0 g</td> </tr> <tr> <td>Středová vzdálenost:</td> <td>312,6 mm</td> <td>Obv. rychl. m/s:</td> <td>18,1 m/s</td> <td>19,3 m/s</td> </tr> <tr> <td>Instalační tolerance:</td> <td>297,6 mm až 337,6 mm</td> <td>Otáčky za minutu:</td> <td>1190,9</td> <td>5487,9</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>Pouzdro položka č.:</td> <td>--</td> <td>1108</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>Díra:</td> <td>12,7 mm - 42,0 mm</td> <td>9 mm - 28,6 mm</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>Roztečný průměr:</td> <td>118,0 mm</td> <td>63,00 mm</td> </tr> </table>		Typ řemene:	<b>QuadPower III - XPZ</b>	<b>Řemen</b>	<b>Hnací</b>	<b>Hnaný</b>	Poměr otáček:	<b>1,87 Do rychla</b>	Díl č.:	2-XPZ912	2SPZ118TB	Rychlost hnaná:	<b>5487,9</b>	Produkt č.:	9633-00912		Nominální výkon:	<b>9,65 kW</b>	Horní šířka:	--	27,11 mm	Na hřídel:	<b>645 N</b>	Hmotnost:	108 g	0 g	Středová vzdálenost:	312,6 mm	Obv. rychl. m/s:	18,1 m/s	19,3 m/s	Instalační tolerance:	297,6 mm až 337,6 mm	Otáčky za minutu:	1190,9	5487,9			Pouzdro položka č.:	--	1108			Díra:	12,7 mm - 42,0 mm	9 mm - 28,6 mm			Roztečný průměr:	118,0 mm	63,00 mm
Typ řemene:	<b>QuadPower III - XPZ</b>	<b>Řemen</b>	<b>Hnací</b>	<b>Hnaný</b>																																															
Poměr otáček:	<b>1,87 Do rychla</b>	Díl č.:	2-XPZ912	2SPZ118TB																																															
Rychlost hnaná:	<b>5487,9</b>	Produkt č.:	9633-00912																																																
Nominální výkon:	<b>9,65 kW</b>	Horní šířka:	--	27,11 mm																																															
Na hřídel:	<b>645 N</b>	Hmotnost:	108 g	0 g																																															
Středová vzdálenost:	312,6 mm	Obv. rychl. m/s:	18,1 m/s	19,3 m/s																																															
Instalační tolerance:	297,6 mm až 337,6 mm	Otáčky za minutu:	1190,9	5487,9																																															
		Pouzdro položka č.:	--	1108																																															
		Díra:	12,7 mm - 42,0 mm	9 mm - 28,6 mm																																															
		Roztečný průměr:	118,0 mm	63,00 mm																																															
<b>NAPĚTÍ</b> <table border="0" style="width: 100%;"> <tr> <td></td> <td><b>Nový řemen</b></td> <td><b>Použitý řemen</b></td> </tr> <tr> <td>Průhyb na drážku/žebro:</td> <td>6,23 mm</td> <td>6,23 mm</td> </tr> <tr> <td>Síla v průhybu na drážku/žebro:</td> <td>21 až 22 N</td> <td>18 až 19 N</td> </tr> <tr> <td colspan="3">Sonic - měňč napětí</td> </tr> <tr> <td>Frekvence řemene:</td> <td>109 až 113 Hz</td> <td>101 až 105 Hz</td> </tr> <tr> <td>Nastavení Sonicu:</td> <td colspan="2">Hmotnost: 51,54 g/m, Šířka: 1 mm/#R, Rozpětí: 311 mm</td> </tr> </table>			<b>Nový řemen</b>	<b>Použitý řemen</b>	Průhyb na drážku/žebro:	6,23 mm	6,23 mm	Síla v průhybu na drážku/žebro:	21 až 22 N	18 až 19 N	Sonic - měňč napětí			Frekvence řemene:	109 až 113 Hz	101 až 105 Hz	Nastavení Sonicu:	Hmotnost: 51,54 g/m, Šířka: 1 mm/#R, Rozpětí: 311 mm																																	
	<b>Nový řemen</b>	<b>Použitý řemen</b>																																																	
Průhyb na drážku/žebro:	6,23 mm	6,23 mm																																																	
Síla v průhybu na drážku/žebro:	21 až 22 N	18 až 19 N																																																	
Sonic - měňč napětí																																																			
Frekvence řemene:	109 až 113 Hz	101 až 105 Hz																																																	
Nastavení Sonicu:	Hmotnost: 51,54 g/m, Šířka: 1 mm/#R, Rozpětí: 311 mm																																																		
<b>POZNÁMKY</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Výkon pohonu je lehce nižší, než požadovaný dimenzovaný výkon. Prověřte konstrukční požadavky.</li> <li>- Délka řemene byla zadána uživatelem.</li> <li>- V návrzích převodu z Design Flex Pro je počítáno pouze s Gates produkty a nejsou použitelné na produkty jiných výrobců.</li> <li>- Výrobky Gates nejsou určeny k použití na strojích, kde selhání výrobku může vést k ublížení na zdraví nebo k smrti. Toto zahrnuje použití na pohonech leteckých vrtulí a rotoru, nebo souvisejících pomocných pohonech.</li> </ul>																																																			

Obr. 52 Detaily řemenového převodu navrženého specializovanou firmou Haberkorn Ulmer [33]

XPZ/3VX				
ISO označení	Výpočtová délka [mm]	RMA označení	Šířka [mm]	Výška [mm]
XPZ912	912	3VX360	XPZ/3VX	10
				8



Obr. 53 Výpočtová délka s rozměry řemenu QuadPowerIII-XPZ [33]

## 17.3 Příloha č. 3 – Pojistné matice KMK

Pojistné matice KMK s integrovaným pojišťovacím zařízením.

Rozměry						Axiální únosnost statická	Uvol- ňovací moment	Hmot- nost	Označení Pojistná matice	Odpovídající klíč	Stavění šroub	
G	d <sub>1</sub>	d <sub>3</sub>	B	b	h						Velikost	Doporučený utahovací moment
mm						kN	Nm	kg	–		–	Nm
<b>M 10×0,75</b>	16	20	9	3	2	9,8	6	0,016	<b>KMK 0</b>	–	M 5	4
<b>M 12×1</b>	18	22	9	3	2	11,8	9	0,018	<b>KMK 1</b>	HN 1	M 5	4
<b>M 15×1</b>	21	25	9	4	2	14,6	12	0,021	<b>KMK 2</b>	HN 2	M 5	4
<b>M 17×1</b>	24	28	9	4	2	19,6	13	0,027	<b>KMK 3</b>	HN 3	M 5	4
<b>M 20×1</b>	28	32	9	4	2	24	16	0,030	<b>KMK 4</b>	HN 4	M 5	4
<b>M 25×1,5</b>	34	38	9	5	2	31,5	29	0,030	<b>KMK 5</b>	HN 5	M 5	4
<b>M 30×1,5</b>	41	45	9	5	2	36,5	35	0,060	<b>KMK 6</b>	HN 6	M 5	4
<b>M 35×1,5</b>	48	52	9	5	2	50	40	0,070	<b>KMK 7</b>	HN 7	M 5	4
<b>M 40×1,5</b>	53	58	11	6	2,5	62	67	0,11	<b>KMK 8</b>	HN 8	M 6	8
<b>M 45×1,5</b>	60	65	11	6	2,5	78	76	0,14	<b>KMK 9</b>	HN 9	M 6	8
<b>M 50×1,5</b>	65	70	13	6	2,5	91,5	84	0,18	<b>KMK 10</b>	HN 10	M 6	8
<b>M 55×2</b>	69	75	13	7	3	91,5	172	0,19	<b>KMK 11</b>	HN 11	M 8	18
<b>M 60×2</b>	74	80	13	7	3	95	188	0,20	<b>KMK 12</b>	HN 12	M 8	18
<b>M 65×2</b>	79	85	14	7	3	108	203	0,24	<b>KMK 13</b>	HN 13	M 8	18
<b>M 70×2</b>	85	92	14	8	3,5	118	219	0,28	<b>KMK 14</b>	HN 14	M 8	18
<b>M 75×2</b>	91	98	14	8	3,5	134	235	0,33	<b>KMK 15</b>	HN 15	M 8	18
<b>M 80×2</b>	98	105	18	8	3,5	173	378	0,45	<b>KMK 16</b>	HN 16	M 10	18
<b>M 85×2</b>	103	110	18	8	3,5	190	401	0,52	<b>KMK 17</b>	HN 17	M 10	35
<b>M 90×2</b>	112	120	18	10	4	216	425	0,65	<b>KMK 18</b>	HN 18	M 10	35
<b>M 95×2</b>	117	125	20	10	4	236	448	0,76	<b>KMK 19</b>	HN 19	M 10	35
<b>M 100×2</b>	122	130	20	10	4	255	472	0,80	<b>KMK 20</b>	HN 20	M 10	35

Tab. 10 Pojistné matice KMK [33]

## 17.4 Příloha č. 4 – Naklápěcí kuličková ložiska s těsněním

Naklápěcí kuličková ložiska s těsněním  
d 10 – 70 mm

Válcová díra

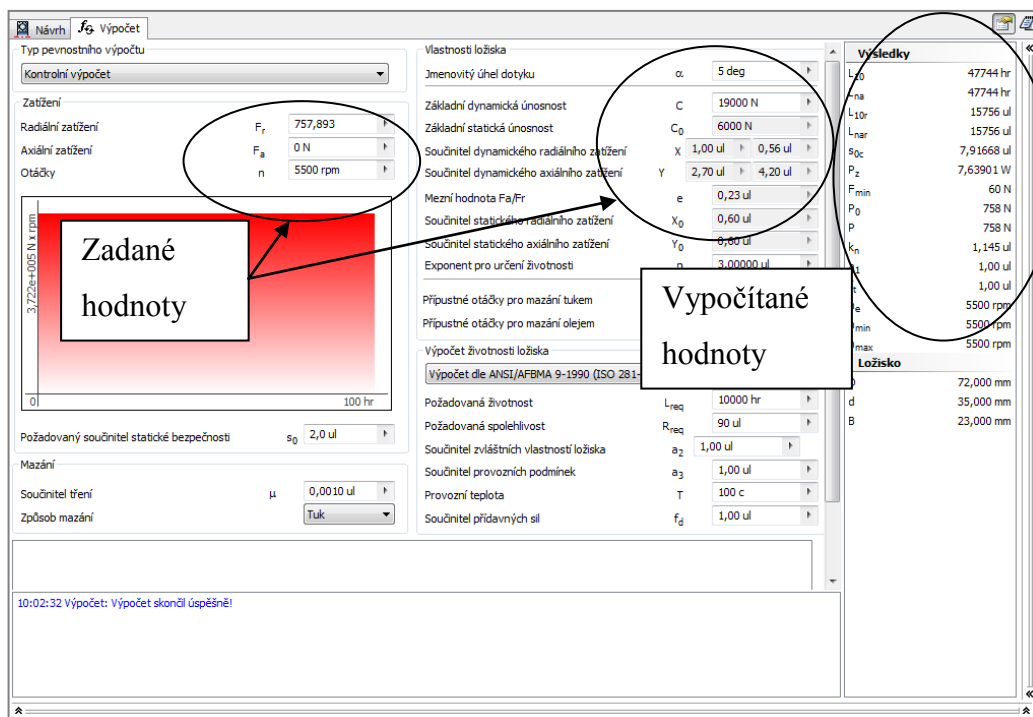
Kuželová díra

Ložiska/ řady	Naklopení $\alpha$
–	stupně
108, 126, 127, 129, 135	3
12 (E)	2,5
13 (E)	3
22 (E)	2,5
22 E-2RS1	1,5
23 (E)	3

Hlavní rozměry			Únosnost		Mezní únavové zatížení	Mezní otáčky	Hmot- nost	Označení Ložisko s válcovou dírou	kuželovou dírou
d	D	B	dyna- mická C	sta- tická C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	min <sup>-1</sup>	kg	–	–
mm			kN		kN				
10	30	14	5,53	1,18	0,06	17 000	0,048	2200 E-2RS1TN9	–
12	32	14	6,24	1,43	0,08	16 000	0,053	2201 E-2RS1TN9	–
15	35	14	7,41	1,76	0,09	14 000	0,058	2202 E-2RS1TN9	–
	42	17	10,8	2,6	0,14	12 000	0,11	2302 E-2RS1TN9	–
17	40	16	8,84	2,2	0,12	12 000	0,089	2203 E-2RS1TN9	–
	47	19	12,7	3,4	0,18	11 000	0,16	2303 E-2RS1TN9	–
20	47	18	12,7	3,4	0,18	10 000	0,14	2204 E-2RS1TN9	–
	52	21	14,3	4	0,21	9 000	0,21	2304 E-2RS1TN9	–
25	52	18	14,3	4	0,21	9 000	0,16	2205 E-2RS1TN9	2205 E-2RS1KTN9
	62	24	19	5,4	0,28	7 500	0,34	2305 E-2RS1TN9	–
30	62	20	15,6	4,65	0,24	7 500	0,26	2206 E-2RS1TN9	2206 E-2RS1KTN9
	72	27	22,5	6,8	0,36	6 700	0,51	2306 E-2RS1TN9	–
35	72	23	19	6	0,31	6 300	0,41	2207 E-2RS1TN9	2207 E-2RS1KTN9
	80	31	26,5	8,5	0,43	5 600	0,70	2307 E-2RS1TN9	–
40	80	23	19,9	6,95	0,36	5 600	0,50	2208 E-2RS1TN9	2208 E-2RS1KTN9
	90	33	33,8	11,2	0,57	5 000	0,96	2308 E-2RS1TN9	–
45	85	23	22,9	7,8	0,40	5 300	0,53	2209 E-2RS1TN9	2209 E-2RS1KTN9
	100	36	39	13,4	0,70	4 500	1,30	2309 E-2RS1TN9	–
50	90	23	22,9	8,15	0,42	4 800	0,57	2210 E-2RS1TN9	2210 E-2RS1KTN9
	110	40	43,6	14	0,72	4 000	1,65	2310 E-2RS1TN9	–
55	100	25	27,6	10,6	0,54	4 300	0,79	2211 E-2RS1TN9	2211 E-2RS1KTN9
60	110	28	31,2	12,2	0,62	3 800	1,05	2212 E-2RS1TN9	2212 E-2RS1KTN9
65	120	31	35,1	14	0,72	3 600	1,40	2213 E-2RS1TN9	2213 E-2RS1KTN9
70	125	31	35,8	14,6	0,75	3 400	1,45	2214 E-2RS1TN9	–

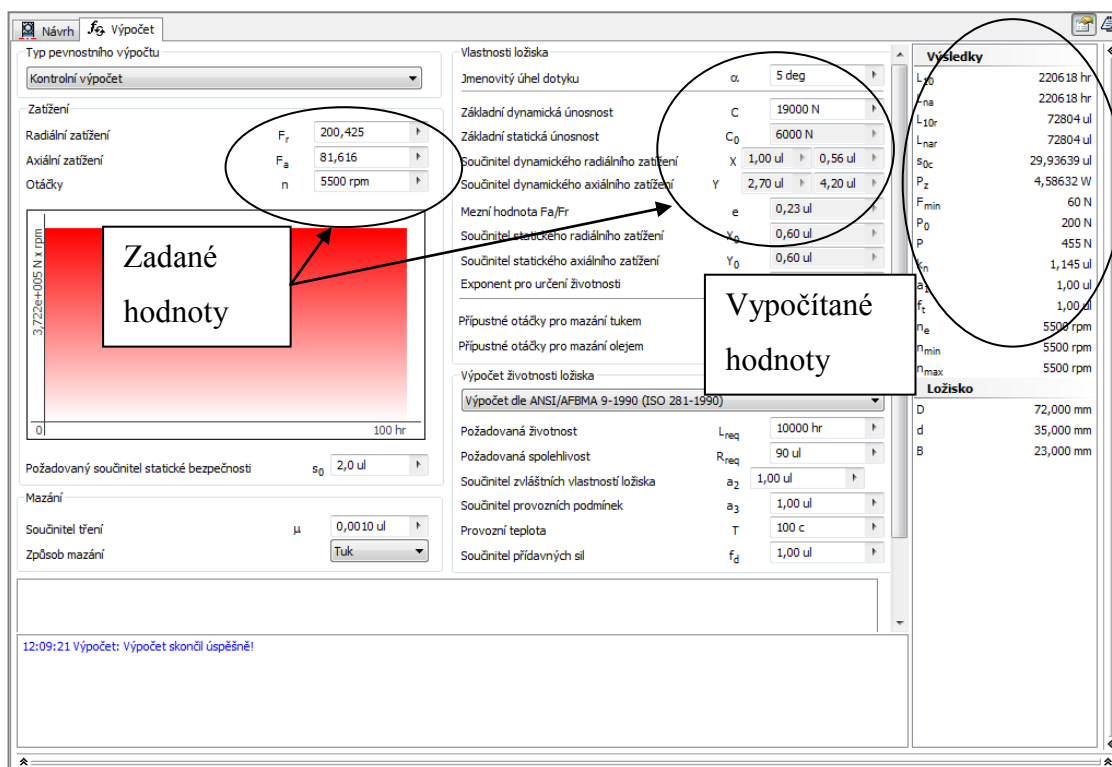
Tab. 11 Zvolené naklápěcí ložisko 2207 E-2RS1TN9 [33]

## 17.5 Příloha č. 5 – Kontrolní výpočet ložiska č. 1



Obr. 54 Výpočet proveden v programu Autodesk Inventor Professional [52]

## 17.6 Příloha č. 6 – Kontrolní výpočet ložiska č. 4

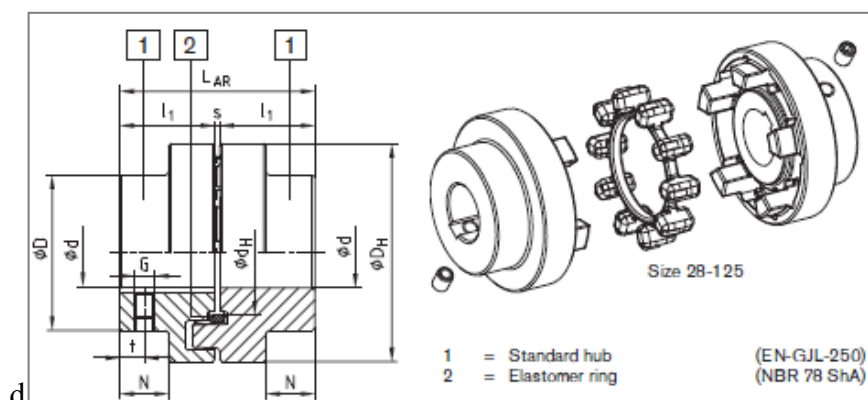


Obr. 55 Výpočet proveden v programu Autodesk Inventor Professional [52]

## 17.7 Příloha č. 7 – Pružná spojka firmy KTR velikosti 32mm.

POLY-NORM® Technical data													
Size	Torque [Nm]			Max. speed [rpm] at V = 35 m/s	Twisting angle with		Torsion spring stiffness C <sub>dyn</sub> [Nm/rad]				Max. permissible misalignment [mm] <sup>1)</sup>		
	Nominal T <sub>KN</sub>	Max. T <sub>Kmax</sub>	Alternating T <sub>KW</sub>		T <sub>KN</sub>	T <sub>Kmax</sub>	1,0 T <sub>KN</sub>	0,75 T <sub>KN</sub>	0,5 T <sub>KN</sub>	0,25 T <sub>KN</sub>	Axial ΔKa	Radial ΔKr	Angular ΔKw
28	40	60	16	9600			5200	3318	1867	897	± 1,0	0,20	1,2
32	60	120	24	8550	4,5	6,0	7820	4989	2821	1349	± 1,0	0,25	1,4
38	90	180	36	7650			13540	8690	4985	2396	± 1,0	0,25	1,5

Tab. 12 Technické parametry pružné spojky [38]

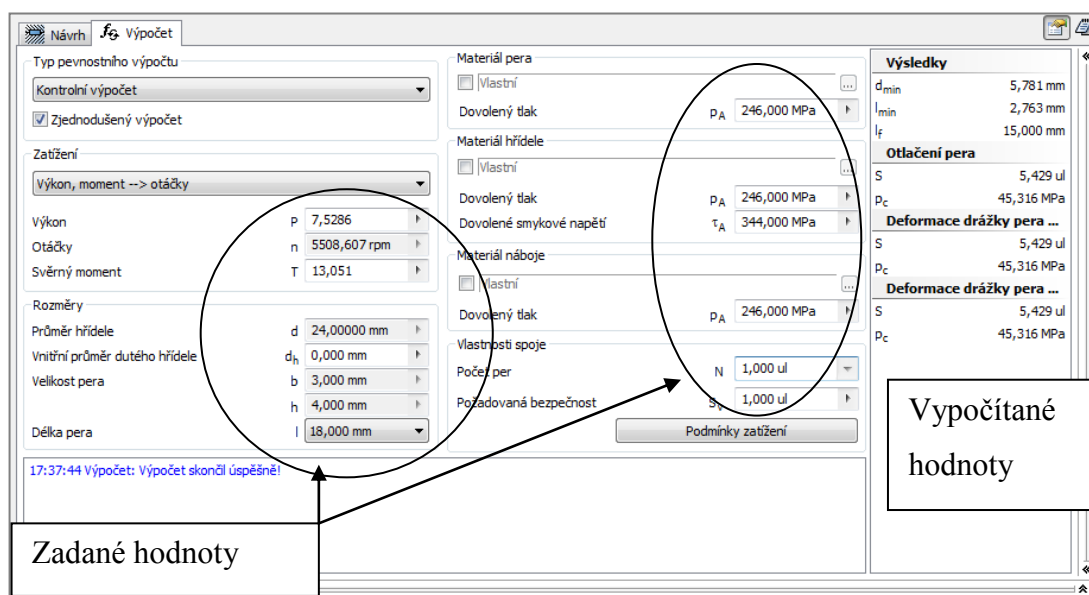


Obr. 56 Tvar a rozměr pružné spojky [38]

POLY-NORM® Type AR														
Size	Elastomer ring (part 2) <sup>1)</sup>		Finish-bore Ø d <sub>max</sub> <sup>2)</sup>	Dimensions [mm]								Mass moment of inertia [kgm <sup>2</sup> ] <sup>3)</sup>	AR <sup>4)</sup> Weight [kg]	
	Torque [Nm]			General						Feststellgewinde <sup>2)</sup>				
	T <sub>KN</sub>	T <sub>K max.</sub>		L <sub>AR</sub>	l <sub>1</sub>	s	D <sub>H</sub>	D	d <sub>H</sub>	N	G	t		
28	40	60	28	59	28	3	69	46	36,5	12	M6	7	0,0004	0,9
32	60	120	32	68	32	4	78	53	41,5	14	M8	7	0,0008	1,4
38	90	180	38	80	38	4	87	62	50	16,5	M8	10	0,0016	2,0

Tab. 13 Rozměry pružné spojky [38]

## 17.8 Příloha č. 8 – Pevnostní kontrola těsného pera



Obr. 57 Výpočet proveden v programu Autodesk Inventor Professional [52]

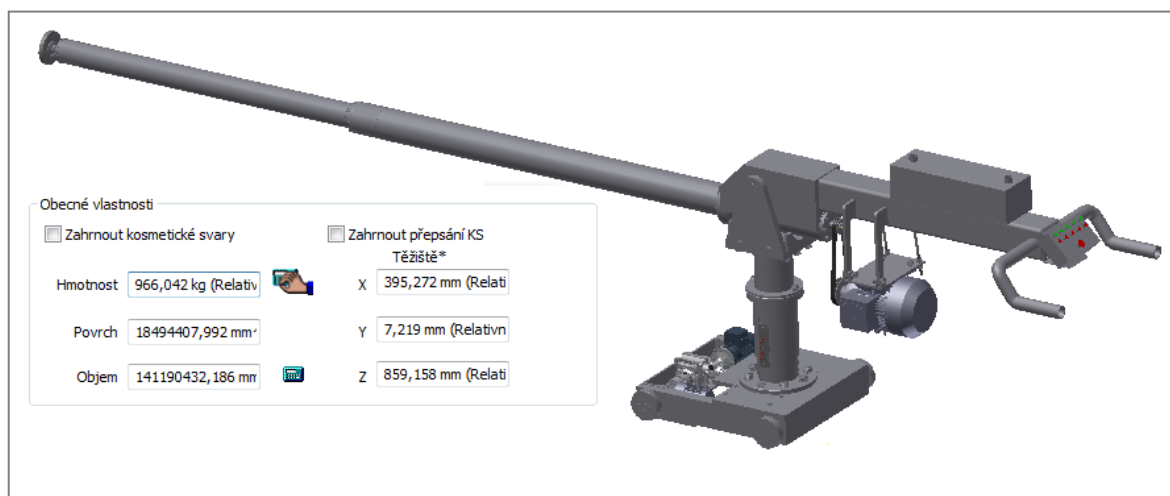
## 17.9 Příloha č. 9 – Čtyřpólové elektromotory Siemens

Jmen. výkon	Velikost	Objednací číslo	Otáčky	Parametry při jmenovitém výkonu				Poměrný záběrný moment	Poměrný záběrný proud	Poměrný moment zvratu	Momen- tová třída	Momen- tová charak- teris- tika Diagram č.	Moment setrvač- nosti J	Hmot- nost	
		Označení pro napětí a tvar viz tabulka níže		Účinnost $\eta$		Účinek $\cos \varphi$	Jmenovitý proud při 400 V	Jmenovitý moment	Mz/Mn	Ik/In	Mmax/Mn				
4-pól, 1500 min <sup>-1</sup> , 50Hz															
kW			min <sup>-1</sup>	%	%		A	N m	-	-	-	KL	(str. 15)	kg	
0,06	56	1LA7 050-4AB..	1350	56	55	0,77	0,20	0,42	1,9	2,6	1,9	13	12	0,00027	3,0
0,09	56	1LA7 053-4AB..	1350	58	57	0,77	0,29	0,63	1,9	2,6	1,9	13	12	0,00027	3,0
0,12	63	1LA7 060-4AB..	1350	55	54	0,75	0,42	0,84	1,9	2,8	2,0	13	12	0,0003	3,5
0,18	63	1LA7 063-4AB..	1350	60	60	0,77	0,56	1,3	1,9	3,0	1,9	13	12	0,0004	4,1
0,25	71	1LA7 070-4AB..	1350	60	60	0,79	0,76	1,8	1,9	3,0	1,9	13	12	0,0006	4,8
0,37	71	1LA7 073-4AB..	1370	65	65	0,80	1,03	2,5	1,9	3,3	2,1	13	12	0,0008	6,0
0,55	80	1LA7 080-4AA..	1395	67	67	0,82	1,45	3,7	2,2	3,9	2,2	16	3	0,0015	8,0

Obr. 58 Základní parametry zvoleného motoru [31]



## 17.10 Příloha č. 10 – Model brusky se zobrazenou hmotností zařízení



Obr. 59 Axonometrický pohled na brusku [52]

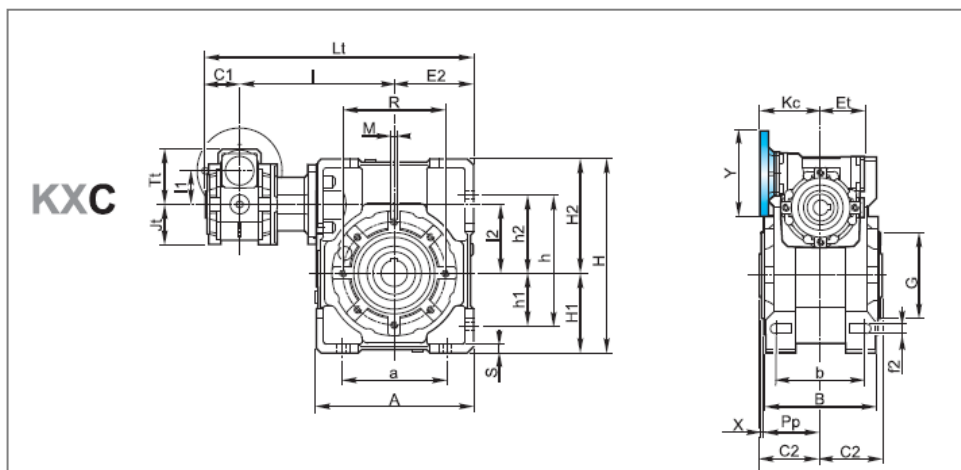
## 17.11 Příloha č. 11 – Koncový spínač

Typ:	Koncový spínač se dvěma obvody
Stupeň ochrany:	IP67, odolný při ponoření
Jmenovitý proud:	125, 250, 480, 500 V střídavých: 10A
Typ určený pro mikrozátěže:	0,1 A
Provozní indikátor:	Ano



Obr. 60 Zvolený koncový spínač [46]

## 17.12 Příloha č. 12 – Šneková převodovka



Obr. 61 Tvar šnekové převodovky [50]

		n <sub>1</sub> = 1400			KXC - XXC - XXF - KKC										XXA		
		30	50	n <sub>2</sub>	T <sub>2</sub>	P <sub>1</sub>	FS'	Vstup - Input - IEC						T <sub>2M</sub>	P	R <sub>c</sub>	
		i <sub>1</sub>	i <sub>2</sub>	[min <sup>-1</sup> ]	[Nm]	[kW]		KC - XC		XF		B14		[Nm]	[kW]		
								B5/B14									
30/50	150		15	9,3	124	0,22	1,2	63	56	—	63	56	63	56	149	0,265	0,55
	200	10	20	7,0	129	0,18	1,1								144	0,201	0,52
	300			4,7	118	0,13	1,3								150	0,166	0,44
	450	15		3,1	140	0,11	1,1								150	0,118	0,42
	600	20		2,3	143	0,09	1,0								150	0,094	0,39
	900	30	30	1,6	131	0,06	1,1								150	0,069	0,36
	1200	40		1,2	156	0,06	1,0								150	0,058	0,32
	1500	50		0,9	182	0,06	0,8								150	0,049	0,30
	1950	65		0,7	220*	0,06	0,7*								150	0,041	0,28
	2500	50		0,6	253*	0,06	0,5*								125	0,030	0,25
	3250	65	50	0,4	305*	0,06	0,41*								125	0,025	0,23
	4000	80		0,4	354*	0,06	0,35*								125	0,021	0,22
	5000			0,3	414*	0,06	0,30*								125	0,018	0,20
	10000	100	100	0,1	645*	0,06	0,11*								69	0,006	0,16

Tab. 14 Základní charakteristika převodovky [50]

	KXC - XXC - XXF -XXA																						
	a	A	b	be	b <sub>2</sub>	B	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	de	D <sub>2</sub> H7	Et	Eq	E <sub>2</sub>	f <sub>2</sub>	G h8	h	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>	H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>		
30/30	54	80	44	3	5	—	56	31,5	9	14	—	41	40	40	6,5	55	71	27	44	97	40	57	
30/40	70	105	60		6	6	71	39		18	19			50	6,5	60	90	35	55	125	50	75	
30/50	80	125	70		8	8	85	46		24	—			60	8,5	70	104	40	64	150	60	90	
30/63	100	147	85	4	8	—	103	56	11	25	—	51	50	72	9	80	130	50	80	182	72	110	
40/63					—	—	—	—		—	—			—	—	—	—	—	—	—			
40/75	120	176	90	5	8	—	112	39	60	14	28	—	60	60	86	11	95	153	60	93	219,5	86	133,5
50/75	140	203	100	4	10	—	130	39	70	11	35	—	51	50	103	13	110	172	70	102	248,5	103	145,5
40/90				—	—	—	—	—	—	46	103	13	110	172	70	102	248,5	103	145,5				
50/90	170	252,5	115	5	—	—	—	46	—	—	—	—	60	60	—	—	—	—	—	—	—	—	
50/110				140	203	100	6	12	—	143	56	77,5	19	42	—	71	72	127,5	14	130	210	85	125
63/110	—	—	—	6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	

Tab. 15 Základní rozměry převodovky [50]

	KXC - XXC - XXF -XXA																				
	I	I <sub>1</sub>	I <sub>2</sub>	Jt	Jq	K <sub>c</sub>	K <sub>q</sub>	L	L <sub>1</sub>	M	Me	N	P <sub>p</sub>	R	S	Tt	Tq	Te	t <sub>2</sub>	X	
30/30	100	31.5	31.5	37.5	40	57	57	15	171.5	M6x8	M4x10	44.5	29	65	5.5	52.5	57	10.2	16.3	—	1.5
30/40	122		40						203.5	M6x10			36.5	75	6				20.8	21.8	1.5
30/50	132		50						223.5	M8x10			43.5	85	7				27.3	—	1.5
30/63	145	40	63	43.5	50	75	75	20	248.5	M8x14	M4x12	57.5	53	95	8	68.5	75	12.5	28.3	—	2
40/63	150		75						261	M8x14									31.3	—	2
40/75	174.5	50	75	53.5	60	82	82	25	299.5	M8x14	M5x13	67.5	57	115	10	82.5	90	16	31.3	—	2
50/75	190		110						322	M8x14									—	—	—
40/90	184.5	50	90	53.5	60	82	82	25	326.5	M10x18	M4x12	57.5	67	130	12	68.5	75	12.2	38.3	—	2
50/90	200		110						349	M10x18									—	—	—
50/110	226	63	110	64	72	97	95	30	399.5	M8x20	M5x13	67.5	74	165	14	100.5	110	21.5	45.3	—	2.5
63/110	236		110						419.5	M8x20									—	—	—

Tab. 16 Základní rozměry převodovky [50]

## 17.13 Příloha č. 13 – Pevnostní analýza šnekového soukolí

Společné  
Požadovaný převodový poměr: 180,0000 ul  
Osový modul: 2,000 mm  
Osový úhel profilu: 17,5000 deg  
Úhel sklonu: 2,8624 deg

Náhled... Vzdálenost os

Šnek  
Komponenta: Válcová plocha  
Počet chodů: 1 ul  
Délka šneku: 120 mm  
Roztečný průměr: 40,000 mm  
Součinitel průměru šneku: 20,0000 ul

Šnekové kolo  
Komponenta: Válcová plocha  
Počet zubů: 180  
Šířka ozubení: 14,60000000 mm  
Jednotkové posunutí: 1,0000 ul

Výsledky

$a_w$	202,000 mm
$\epsilon$	3,2450 ul
$m$	1,998 mm
$\alpha$	17,4795 deg

Šnek

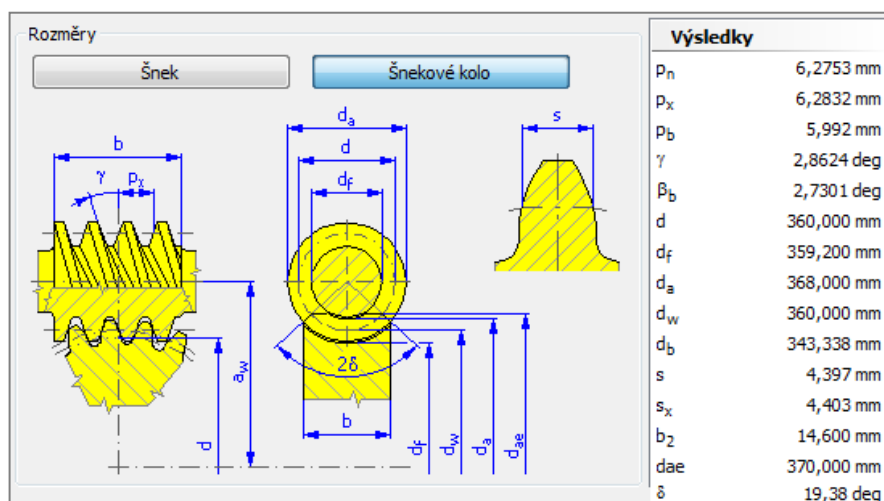
$d_a$	44,000 mm
$d$	40,000 mm
$d_f$	35,200 mm

Šnekové kolo

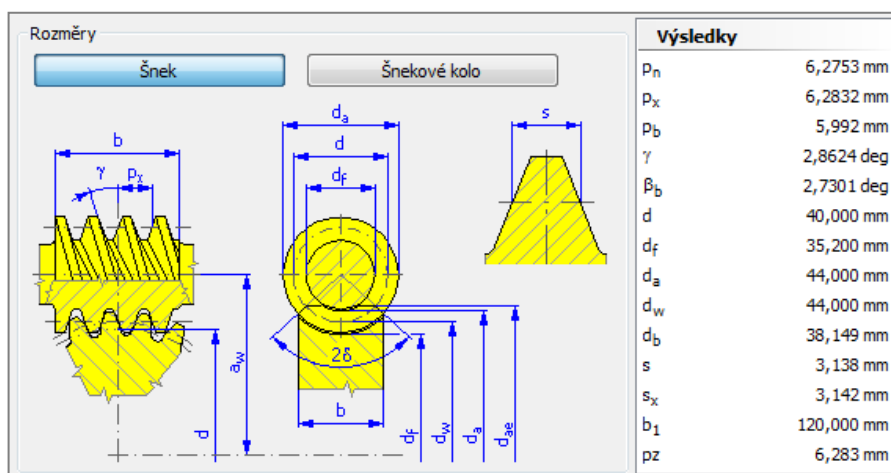
$d_a$	368,000 mm
$d$	360,000 mm
$d_f$	359,200 mm
$x_{min}$	-9,211 ul

10:19:27 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

Obr. 62 Výpočet proveden v programu Autodesk Inventor Professional [52]



Obr. 63 Inventor Základní rozměry šnekového kola [52]

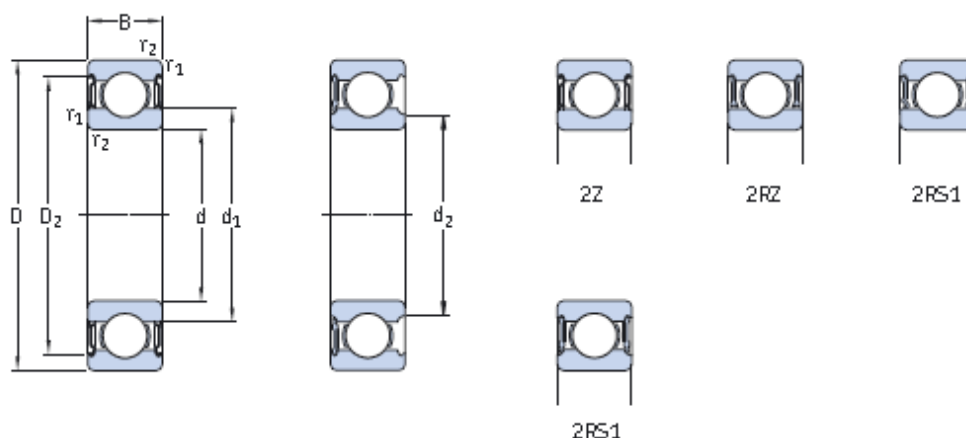


Obr. 64 Základní rozměry šneku [52]

## 17.14 Příloha č. 14 – Jednořadá kuličková ložiska s těsněním

### Jednořadá kuličková ložiska s těsněním

d 30 – 35 mm



Hlavní rozměry			Únosnost dyna- mická C	sta- tická C <sub>0</sub>	Mez únavové zatížení P <sub>u</sub>	Připustné otáčky		Hmotnost	Označení Ložiska s těsněním	
d	D	B				Referen- ní otáčky	Mez otáčky <sup>1)</sup>		na obou stranách	na jedné straně
mm			kN		kN	min <sup>-1</sup>		kg	-	
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	16 000	0,027	61806-2RZ	-
	42	7	4,49	2,9	0,146	-	9 500	0,027	61806-2RS1	-
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	15 000	0,051	61906-2RZ	-
	47	9	7,28	4,55	0,212	-	8 500	0,051	61906-2RS1	-
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	14 000	0,12	* 6006-2Z	* 6006-Z
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	14 000	0,12	* 6006-2RZ	* 6006-RZ
	55	13	13,8	8,3	0,355	-	8 000	0,12	* 6006-2RS1	* 6006-RS1
	55	19	13,3	8,3	0,355	-	8 000	0,16	63006-2RS1	-
	62	16	20,3	11,2	0,475	24 000	12 000	0,20	* 6206-2Z	* 6206-Z
	62	16	20,3	11,2	0,475	24 000	12 000	0,20	* 6206-2RZ	* 6206-RZ
	62	16	20,3	11,2	0,475	-	7 500	0,20	* 6206-2RS1	* 6206-RS1
	62	20	19,5	11,2	0,475	-	7 500	0,24	62206-2RS1	-
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	11 000	0,35	* 6306-2Z	* 6306-Z
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	11 000	0,35	* 6306-2RZ	* 6306-RZ
	72	19	29,6	16	0,67	-	6 300	0,35	* 6306-2RS1	* 6306-RS1
	72	27	28,1	16	0,67	-	6 300	0,48	62306-2RS1	-

Obr. 65 Jednořadá kuličková ložiska s těsněním [33]

## 17.15 Příloha č. 15 – Kontrola životnosti ložiska pojezdového kola

**Zadané hodnoty**

**Vypočítané hodnoty**

Obr. 66 Výpočet proveden v programu Autodesk Inventor Professional [52]

## 17.16 Příloha č. 16 – Pevnostní kontrola těsného pera

**Zadané hodnoty**

**Vypočítané hodnoty**

Obr. 67 Výpočet proveden v programu Autodesk Autodesk Inventor Professional [52]

## 17.17 Příloha č. 17 – Hřídelová spojka Mayr – Roba – DS – velikost 16

**mayr®**

**ROBA®-DS Sizes 16 to 160 – disk pack-HF**

**Single-jointed coupling with key hubs**

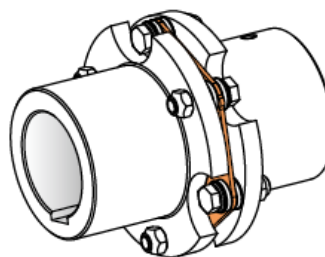
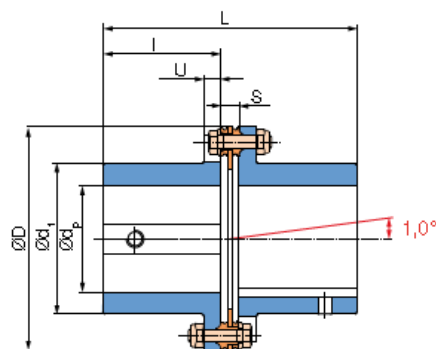


Fig. 29: Type 950.000

Technical Data and Main Dimensions				Size						
				16	25	40	64	100	160	
Nominal torque <sup>1)</sup>		T <sub>KN</sub>	[Nm]	190	290	450	720	1000	1600	
Peak transient torque <sup>2)</sup>		T <sub>KS</sub>	[Nm]	285	435	675	1080	1500	2400	
Outer diameter		D	[mm]	77	89	104	123	143	167	
Minimum hub bore		d <sub>p min</sub>	[mm]	16	20	25	30	35	40	
Maximum hub bore		d <sub>p max</sub>	[mm]	32	40	50	55	70	80	
Maximum speed <sup>3)</sup>		n <sub>max</sub>	[rpm]	13600	11800	10100	8500	7300	6200	
Permitted misalignments <sup>4)</sup>	permitted axial misalignment <sup>5)</sup>	ΔK <sub>S</sub>	[mm]	1,1	1,3	1,5	1,8	2,1	2,5	
	permitted radial misalignment <sup>5)</sup>	with connecting plate	ΔK <sub>ζ</sub>	[mm]	0,3	0,3	0,4	0,45	0,55	
		with sleeve 1	ΔK <sub>TH</sub>	[mm]	1,0	1,2	1,5	1,8	2,1	2,2
		with sleeve S	ΔK <sub>TH</sub>	[mm]	(H <sub>S</sub> - S) x 0,0174					
Spring stiffness	torsion <sup>7)</sup>	disk pack	C <sub>TLP</sub>	[10° Nm/rad]	145	280	301	748	1135	1920
		tube sleeve S	C <sub>THrd</sub>	[10° Nm mm/rad]	19	34	71	108	217	415
	angular spring stiffness <sup>8)</sup>			[Nm/rad]	229	248	298	876	1089	1990

Tab. 17 Hlavní parametry spojky [49]

Dimensions [mm]						
Size	16	25	40	64	100	160
$d_1$	50	60	70	80	100	115
$d_2$	33	41	46	51	66	76
$H_1$	70	80	96	116	136	140
$H_s$	acc. customer specifications					
$h_1$	50	60	70	80	100	110
L	87,1	97,2	118,4	139,6	160	181,6
$L_2$	106,2	116,4	140,8	167,2	188	215,2
$L_4$	150	170	206	246	286	310
$L_5$	dependent on $H_s$					
I	40	45	55	65	75	85
S	7,1	7,2	8,4	9,6	10	11,6
U	7	7	8	10	10	12
$U_1$	26,2	26,4	30,8	37,2	38	45,2

Tab. 18 Rozměry spojky [49]

## Poděkování

Na závěr této práce chci poděkovat panu doc. Dr. Ing. Ladislavu Kovářovi za cenné připomínky, podporu a především za čas, který mi věnoval. Také děkuji panu Ing. Tadeuszu Matlochovi z Konstrukce Strojíren Třinec a.s. za poskytnutí odborných konzultací. Děkuji Ing. Milanu Lukánkovi z Válcovny trub a.s. za provedení po výrobním areálu a objasnění problematiky vad trubek.

Děkuji Bohu, že mi dal skvělé rodiče, sestry, kamarády, pedagogy, kteří mi ve vzdělávání pomáhali a podporovali.